



TUGAS AKHIR - TM 141585

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL
GENERATOR SET SISTEM *DUAL FUEL* BIODIESEL
MINYAK SAWIT DAN SYNGAS DENGAN PENAMBAHAN
PREHEATING SEBAGAI PEMANAS BAHAN BAKAR**

SITI N. CHOIROH SHIMMAMAH
NRP 2114 105 029

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM 141586

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL
GENERATOR SET SISTEM *DUAL FUEL*
BIODIESEL MINYAK SAWIT DAN SYNGAS
DENGAN PENAMBAHAN *PREHEATING*
*SEBAGAI PEMANAS BAHAN BAKAR***

SITI NUR CHOIROH SHIMMAMAH
NRP : 2114105029

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 141586

**CHARACTERIZATION OF PERFORMANCE DIESEL
ENGINE GENERATOR SET DUAL FUEL SYSTEM
DIESEL PALM OIL AND SYNGAS WITH ADDITION
PREHEATING AS THE FUEL HEATER**

SITI NUR CHOIROH SHIMMAMAH
NRP 2114105029

Supervisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Engineering
Sepuluh Nopember of Institut Technology
Surabaya 2017

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL
GENERATOR SET SISTEM *DUAL-FUEL* BIODESEL
MINYAK SAWIT DAN SYNGAS DENGAN
PENAMBAHAN *PREHEATING* SEBAGAI PEMANAS
BAHAN BAKAR**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program S1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

SITI N. CHOIROH S.

NRP. 2114 105 029

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME (Penguji I)
NIP. 195312191981031001
3. Ary Bachtiar K.P., ST., MT, Ph.D (Penguji II)
NIP. 197105241997021001
4. Bambang Arip D., ST., M.Eng., PhD. (Penguji III)
NIP. 197804012002121001

**SURABAYA
JANUARI 2017**

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL
GENERATOR SET SISTEM *DUAL-FUEL* BIODESEL
MINYAK SAWIT DAN SYNGAS DENGAN
PENAMBAHAN *PREHEATING* SEBAGAI PEMANAS
BAHAN BAKAR**

Nama Mahasiswa : Siti N. Choiroh S
NRP : 2114105029
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

Abstrak

Biodiesel sebagai bahan bakar renewable memiliki viskositas, densitas dan tegangan permukaan lebih tinggi dibandingkan solar. Hal ini menyebabkan dalam pemakaiannya menghasilkan atomisasi yang kurang homogen yaitu berupa proses pemecahan butiran bahan bakar dan evaporasinya lebih lambat. Proses pemanasan merupakan salah satu cara untuk menurunkan ketiga properties tersebut. Namun pemanasan yang terlalu tinggi berefek kurang baik karena dapat menurunkan kemampuan pelumasan dari bahan bakar serta jumlah massa bahan bakar yang mengalir lebih sedikit. Berdasarkan hal tersebut maka perlu dilakukan penelitian besarnya suhu pemanasan biodiesel terbaik pada mesin diesel yang dioperasikan dengan sistem dual fuel.

Pengujian dimulai dengan penerapan sistem pemanasan bahan bakar menggunakan elemen pemanasan yang dikontrol dengan thermocontrol dengan pengaturan suhu biodiesel divariasikan mulai 25 °C (tanpa pemanasan), 40 °C, 55 °C, 70 °C. Selanjutnya pemanasan tersebut diuji pada mesin diesel stasioner sistem dual fuel yang dioperasikan pada putaran konstan 2000 rpm. Pembebanan dimulai dari beban 200 hingga 2000 Watt dengan interval kenaikan pembebanan 200 Watt. Parameter yang diukur adalah waktu konsumsi bahan bakar biodiesel 10 ml, arus, tegangan, laju aliran massa syngas, laju aliran massa bahan

bakar, suhu operasional yaitu suhu oli pelumas, suhu exhaust/gas buang, suhu radiator atau cairan pendingin.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada mesin diesel sistem dual fuel biodiesel-syngas diperoleh nilai presentase substitusi syngas terhadap biodiesel terbaik pada kondisi temperatur pemanasan biodiesel 40 °C dengan pembebanan 100% dan putaran konstan 2000 rpm yakni sebesar 40,69%. Nilai specific fuel consumption (sfc) mengalami penurunan terendah sebesar 15,6%, sedangkan nilai efisiensi termal naik sebesar 26,1% yang dicapai pada temperatur pemanasan biodiesel 40 °C dengan pembebanan 100% dan putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan biodiesel tanpa pemanasan (27 °C). Sehingga temperatur pemanasan terbaik untuk mesin diesel system dual fuel biodiesel-syngas injeksi langsung adalah 40 °C.

Kata Kunci : Motor Diesel Dual Fuel, Pemanasan Bahan Bakar, Syngas, Minyak Biodiesel, Municipal Solid Waste (Msw), Gasifikasi Downdraft.

CHARACTERIZATION OF PERFORMANCE DIESEL ENGINE GENERATOR SET DUAL FUEL SYSTEM DIESEL PALM OIL AND SYNGAS WITH ADDITION PREHEATING AS THE FUEL HEATER

Name of student : Siti Nur Choirah Shimmamah
NRP : 2114 105 029
Department : Mechanical Engineering
Supervisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

Abstract

Biodiesel is a renewable fuel has a viscosity, density and surface tension is higher than diesel. This led in its use produces less homogenous atomization in the form of granules fuel-solving process and evaporasinya slower. The heating process is one way to reduce the three properties. However, too high heating effect is not good because it can reduce the lubrication ability of fuel and the amount of fuel flowing mass less. Based on this it is necessary to study the magnitude of the heating temperature best biodiesel in diesel engines operated with a dual fuel system.

The test starts with the application of fuel heating systems using heating elements controlled by the temperature setting biodiesel thermocontrol varied from 25 0C (without warming), 40 0C, 55 0C, 70 0C. Furthermore, the heating is tested on a stationary diesel engine dual fuel system that operated at constant speed 2000 rpm. Charge initiated from a load of 200 to 2000 Watt with 200 Watt loading increment interval. Parameters measured were the time biodiesel fuel consumption 10 ml, current, voltage, syngas mass flow rate, mass flow rate of fuel, ie operating temperature lubricating oil temperature, the temperature of exhaust, radiator or coolant temperature.

The results showed that the system of dual fuel diesel engine biodiesel-derived syngas syngas substitution percentage values against the best biodiesel biodiesel heating temperature conditions of 40 ° C with 100% loading and constant rotation

2000 rpm which is equal to 40.69%. Rated specific fuel consumption (sfc) experienced the lowest decline of 15.6%, while the value of thermal efficiency increased by 26.1% achieved in biodiesel heating temperature 40 °C with 100% loading and constant rotation of 2000 rpm when compared biodiesel without heating (27 °C). So that the heating temperature best for dual fuel diesel engine system biodiesel-syngas direct injection is 40 °C.

Keywords: Motor Diesel Dual Fuel, Heating Fuel, Syngas, Oil Biodiesel, Municipal Solid Waste (Msw) Downdraft Gasification.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan hidayahNya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul: *“Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Biodiesel Minyak Sawit dan Syngas Dengan Penambahan Preheating Sebagai Pemanas Bahan Bakar”*. Tugas Akhir ini tidak mungkin terselesaikan dengan baik tanpa adanya bantuan dari berbagai pihak. Dalam kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada:

1. Kedua orang tua Bapak dan Ibu atas dukungan moral dan materi yang telah diberikan kepada penulis.
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT. selaku dosen pembimbing.
3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.. selaku dosen penguji I.
4. Ary Bachtiar K.P., ST. MT. PhD selaku dosen penguji II
5. Bambang Arip D, ST.,M.Eng.,PhD.selaku dosen penguji III
6. Agi noto Bawono, Dimas Priyanto, yang selalu memberikan semangat, dukungan serta motivasi.
7. Teman-teman angkatan 2014 Teknik Mesin FTI ITS.

Penulis menyadari bahwa laporan tugas akhir ini masih memiliki banyak kekurangan. Untuk itu, penulis sangat berharap kritik dan saran dari pembaca, sebagai media perbaikan dan pengembangan penulisan di masa mendatang. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat memberikan kontribusi bagi perkembangan IPTEK di Indonesia

Surabaya, 07 Februari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xvi
DAFTAR LAMPIRAN	xviii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	5
1.3 Batasan Masalah.....	5
1.4 Tujuan Masalah	6
1.5 Manfaat Penelitian.....	6
1.6 Sistematika Penulisan.....	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	9
2.1 Bahan Bakar	9
2.1.1 Bahan Bakar Diesel.....	7
2.1.2 Gas Hasil Gasifikasi Briket <i>Municipal Solid Waste (MSW)</i>	13
2.1.3 Bahan Bakar Biodiesel.....	13
2.2 Teori Pembakaran	15
2.2.1 PerhitunganStoikiometri KebutuhanUdara.....	15
2.3 Dasar Teori Mesin Diesel.....	16
2.3.1 Siklus kerja motor diesel empat langkah....	17
2.3.2 Tahapan pembakaran pada mesin diesel	18
2.3.3 Governor Motor Diesel	20
2.3.4 Perinsip Kerja Sistem <i>Dual Fuel</i>	22
2.3.5 Unjuk Kerja Motor Diesel <i>Dual Fuel</i>	22
2.3.6 Keuntungan dan Kerugian Dari Sistim <i>Dual Fuel</i>	29

2.4 Pemanasan biodiesel	30
2.4.1 Sistem Pemanas	31
2.5 Penelitian Sebelumnya Tentang <i>Dual-Fuel System</i>	32
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	39
3.1 Metode Penelitian	39
3.2 Alat Uji	39
3.3 Alat Ukur	43
3.4 Prosedur Percobaan	48
3.4.1 Persiapan Pengujian	48
3.4.2 Pengujian Pada Kondisi Standar Dengan Bahan Bakar Biodiesel	49
3.4.3 Pengujian Dengan Bahan Bakar Kombinasi <i>Syngas</i> -Biodiesel	49
3.4.4 Pengujian Dengan Bahan Bakar Kombinasi <i>Syngas</i> -Biodiesel dengan Preheater	50
3.5 Skema Peralatan Percobaan	51
3.6 Skema alat Pemanas Bahan Bakar	52
3.7 Rancangan Eksperimen	53
3.8 <i>Flowchart</i> Percobaan	55
3.8.1 <i>Flowchart</i> Pengambilan data	55
3.8.2 <i>Flowchart</i> Pengujian Sistem <i>Single Fuel</i>	56
3.8.3 <i>Flowchart</i> Pengujian Sistem dual fuel dengan preheating	57
BAB IV DATA & ANALISA	59
4.1 Data Pendukung	59
4.2 Uji Masa Jenis dan Viskositas Kinematic Biodiesel dengan Variasi	62
4.3 Perhitungan Unjuk Kerja	63
4.3.1 Daya	67
4.3.2 Torsi	68
4.3.3 <i>bmep</i>	69
4.3.4 <i>sfc</i>	69

4.3.5 <i>AFR</i>	70
4.3.5 Efisiensi Thermal	71
4.4 Analisis Unjuk Kerja	71
4.4.1 Daya.....	71
4.4.2 Torsi.....	74
4.4.3 <i>b_{mep}</i>	76
4.4.4 <i>s_{fc}</i>	78
4.3.5 Bahan Bakar Biodiesel Tersubstitusi	80
4.3.6 <i>AFR</i>	82
4.3.7 Efisiensi Thermal.....	85
4.4.8 Analisa Temperatur Gas Buang.....	88
4.4.9 Analisa Temperatur Mesin	89
4.4.10 Analisa Temperatur Oli Pelumasan.....	90
4.4.11 Analisa Temperatur Cairan Pendingin	91
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	94
5.1 Kesimpulan.....	94
5.2 Saran	95
DAFTAR PUSTAKA	96
LAMPIRAN	98

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Siklus Empat Langkah	18
Gambar 2.2 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel.....	19
Gambar 2.3 Skema kerja <i>governor</i> mekanis-hidraulis.....	21
Gambar 2.4 Grafik <i>spesifik fuel consumption solar + syngas</i> fungsi beban	33
Gambar 2.5 a. <i>Sfc</i> dan b. <i>Fuel Consumption</i> terhadap Beban.....	34
Gambar 2.6 Grafik pengaruh temperature thdp Berat jenis dan viskositas solar	35
Gambar 2.7 Grafik Pengaruh Beban Terhadap Konsumsi Bahan Bakar Solar dengan Beberapa Temperatur Bahan Bakar	35
Gambar 2.8 Grafik prbandingan efisiensi termal mesin diesel terhadap pada berbagai temperatur bahan Bakar solar	36
Gambar 2.9 Grafik prbandingan Bsfcr Solar terhadap Beban dengan beberapa temperature bahan bakar	37
Gambar 3.1 Satu Set Mesin Uji	39
Gambar 3.2 Beban Lampu 2000 Watt	41
Gambar 3.3 Skema <i>mixer</i>	42
Gambar 3.4 Skema Proses Pemanasan bio disel.....	42
Gambar 3.5 Gelas ukur yang digunakan dalam pengujian	43
Gambar 3.6 <i>Amperemeter</i> dan <i>Voltmeter</i>	44
Gambar 3.7 <i>Digital Tachometer Infrared</i>	44
Gambar 3.8 <i>Termocouple Digital</i>	45
Gambar 3.9 Konfigurasi <i>Pitot Static Tube</i>	45
Gambar 3.10 Skema Peralatan Percobaan	52
Gambar 3.11 Skema Heater	53
Gambar 4.1 Grafik Viskositas dan Densitas	

Terhadap Temperatur	62
Gambar 4.2 Grafik Daya Efektif Fungsi Beban Listrik	72
Gambar 4.3 Grafik Daya Efektif Fungsi Temperatur	73
Gambar 4.4 <i>Grafik Torsi Fungsi Beban Listrik</i>	74
Gambar 4.5 <i>Grafik Torsi Fungsi Temperatur</i>	75
Gambar 4.6 Grafik Bmep Fungsi Beban Listrik	76
Gambar 4.7 Grafik Bmep Fungsi Temperatur	77
Gambar 4.8 Grafik <i>sfesifik fuel consumption</i> <i>dual fuel</i> fungsi beban	78
Gambar 4.9 Grafik <i>spesifik fuel consumption dual</i> <i>fuel</i> fungsi temperatur	79
Gambar 4.10 Grafik substitusi biodiesel fungsi beban listrik	81
Gambar 4.11 Grafik substitusi biodiesel fungsi temperatur	82
Gambar 4.12 Grafik AFR fungsi beban listrik	82
Gambar 4.13 Grafik AFR fungsi temperatur	83
Gambar 4.14 Grafik Perbandingan <i>Mass</i> <i>Flowrate</i> fungsi Temperatur	84
Gambar 4.15 Grafik Efisiensi thermal fungsi beban listrik	85
Gambar 4.16 Grafik Efisiensi thermal fungsi temperatur	86
Gambar 4.17 Grafik temperature gas buang fungsi beban listrik	88
Gambar 4.18 Grafik temperature mesin fungsi beban listrik	89
Gambar 4.19 Grafik temperature oli fungsi beban listrik	90
Gambar 4.20 Grafik temperature radiator fungsi beban listrik	91

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1 Komparasi Properties (Biodiesel) dan Solar	14
Tabel 3.1 Parameter-parameter Eksperimen	54
Tabel 4.1 Tabel besarnya komposisi kandungan <i>syngas</i>	59
Tabel 4.2 Tabel nilai LHV kandungan <i>syngas</i>	60
Tabel 4.3 Tabel viskositas, densitas kandungan biodiesel dan solar	61
Tabel 4.4 Tabel komparasi Properties bahan bakar diesel	61
Tabel 4.5 Tegangan permukaan bahan bakar biodiesel.....	62

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN A	Tabel Hasil Perhitungan	98
-------------------	-------------------------------	----

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Minyak bumi merupakan sumber energi utama dan sumber devisa negara. Namun demikian, cadangan minyak bumi yang dimiliki Indonesia jumlahnya terbatas. Sementara itu, kebutuhan manusia akan energi semakin meningkat sejalan dengan laju pertumbuhan ekonomi dan pertambahan penduduk. Oleh karenanya berbagai upaya telah dilakukan untuk mencari bahan bakar alternatif yang memiliki sifat dapat diperbaharui (*renewable*) dan ramah lingkungan. Biodiesel merupakan bahan bakar alternatif dari bahan bakar terbarukan (*renewable*) selain bahan bakar diesel dari minyak bumi, biodiesel tersusun dari berbagai macam ester asam lemak yang dapat diproduksi dari minyak tumbuhan seperti minyak sawit (*palm oil*)[1]. Namun bahan bakar biodiesel yang kini ada masih memiliki kekurangan, beberapa kesimpulan dari banyak penelitian yang berkaitan dengan penggunaan bahan bakar biodiesel seperti yang terdapat pada *The Biodiesel Handbook* oleh Knothe Gerhard, et al [2] adalah nilai viskositas dan densitas biodiesel lebih tinggi jika dibandingkan dengan minyak solar yang membuat atomisasi bahan bakar dan udara menjadi kurang baik yaitu berupa evaporasi yang lebih miskin sehingga pembakaran menjadi tidak sempurna. Selain itu nilai Sfc (*Specific Fuel Consumption*) cenderung meningkat seiring dengan peningkatan konsentrasi biodiesel dibandingkan dengan bahan bakar solar.

Untuk mengatasi permasalahan tersebut dilakukan pemanasan terhadap biodiesel sebelum diinjeksikan ke dalam ruang bakar dengan tujuan untuk menurunkan viskositasnya agar nantinya setelah diinjeksikan ke dalam ruang bakar dapat membentuk butiran-butiran yang lebih halus dan menghasilkan campuran bahan bakar-udara yang lebih homogen. Setelah itu dilakukanlah pengujian pada motor diesel untuk melihat bagaimana perubahan yang terjadi pada unjuk kerja motor jika

dilakukan pemanasan terhadap bahan bakar yang digunakan dengan tujuan untuk menghasilkan daya yang lebih besar, untuk mengurangi emisi gas-gas polutan dan konsumsi bahan bakar yang lebih hemat dibandingkan dengan sebelum modifikasi. pada sebuah multimeter digital yang digunakan sebagai display. Elemen pemanas yang digunakan dihubungkan dengan suplai listrik arus bolak-balik namun sebelumnya dilewatkan dulu ke sebuah rangkaian termokontrol yang digunakan untuk mengatur besarnya panas yang dihasilkan oleh elemen pemanas tersebut.

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel* (DDF) adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada *intake manifold* dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan biodiesel yang disebut *pilot fuel*. Aplikasi *syngas* dengan sistem *dual fuel* pada mesin diesel dapat meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi mesin dengan nilai substitusi solar dan *syngas* mencapai 60% [3].

Pada sistem *dual fuel* dibagi menjadi 2 yaitu secara langsung dan tidak langsung. Sistem *dual fuel* secara langsung sendiri adalah proses input *syngas* menuju ruang bahan bakar tidak menggunakan *pressure regulator* yang digunakan untuk mengatur tekanan laju aliran *fluida*. Sedangkan sistem *dual fuel* secara tidak langsung merupakan proses dimana input *syngas* menuju ruang bahan bakar menggunakan *pressure regulator* yang digunakan untuk mengatur tekanan laju aliran *fluida*. Pada penelitian ini menggunakan sistem *dual fuel* secara langsung sehingga tekanan aliran *input syngas* yang melaju dianggap konstan. Bahwa pada sistem *dual fuel* mempunyai kelebihan diantaranya untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, biogas, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang, apabila ada masalah dengan suplai gas, maka bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi dll.

Sampah merupakan masalah yang sangat penting yang perlu membutuhkan perhatian. *Municipal Solid Waste (MSW)* atau sampah padatan perkotaan adalah jenis sampah umum yang mencakup sampah rumah tangga, sampah badan komersil, sampah di area-area umum dan ada kalanya sampah hasil *treatment plant site* yang dikumpulkan *municipality* dalam wilayah tertentu. Metode Gasifikasi merupakan salah satu metode yang dapat memanfaatkan sampah rumah tangga tersebut agar dapat menjadi sumber energi yang dapat dimanfaatkan. Gasifikasi adalah suatu proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, di mana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran, Suyitno[4]. Gas ini mempunyai sifat mudah terbakar yang kemudian dapat digunakan sebagai bahan bakar pada motor pembakaran dalam. Contoh gas hasil gasifikasi sampah yang penelitiannya dilakukan oleh Akbar dkk[5] menghasilkan komposisi CO 7,99% ; H₂ 7,60% ; CH₄ 0,04% ; N₂ 61,99% dan O₂ 15,65% dengan kandungan LHV 3489,87 kJ/kg.

Teknologi aplikasi sistem *dual fuel* ada tiga macam, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*, *High Pressure Injected Gas (HPIG)*, dan *Combustion Air Gas Integration*. Ketiganya dapat diaplikasikan untuk mesin yang menggunakan sistem *dual-fuel*. Namun pada penelitian ini menggunakan system *dual fuel Combustion Air Gas Integration*, karena model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran hisap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger*, apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran gas *pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan kedua sistem

sebelumnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi, tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan gas sebagian keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang terbuka bersamaan.

Penelitian yang dilakukan Sudarmanta [3] dengan *sistem dual-fuel, syngas* hasil umpan sekam padi dengan sistem *downdraft gasifier reactor* dan biodiesel. Hasil unjuk kerja dari penelitian menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik biodiesel lebih kecil dari bahan *dual fuel* karena nilai heating value yang lebih rendah dari *syngas* lebih kecil dari bahan bakar biodiesel. Tes mesin bisa berjalan di kedua diesel dan *syngas*, bukan berjalan hanya pada diesel. Syn-gas dimasukkan ke dalam mesin diesel untuk membiarkan mesin beroperasi di mode *dual-fuel*, sehingga mengurangi konsumsi solar sebesar lebih dari 60%. Rasio udara-gas adalah 1:1. Mesin ini terhubung generator 3 kW untuk pengukuran pembeban.

Achmad Riskal [6] dengan *sistem dual-fuel, syngas* hasil gasifikasi *Municipal Solid Waste (MSW)* atau sampah padatan perkotaan dengan bahan bakar solar. Hasil dari penelitian menunjukkan untuk SFC pada *dual fuel* mengalami peningkatan jika dibandingkan dengan *single fuel*, yaitu sebesar 0,95 kg/Hp.h maka pada *single fuel* adalah 0,277 kg/Hp.h. Untuk efisiensi termal mengalami kenaikan, jika pada *single fuel* sebesar 22,26 % maka pada *dual fuel* sebesar 29,92 %.

Murni [7], melakukan penelitian dengan sistem pemanas bahan bakar, solar. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh temperatur terhadap viskositas dan massa jenis solar. Kemudian dilakukan uji unjuk kerja pada mesin diesel genset putaran stasioner dengan variasi pembebanan lampu. Dari hasil pengujian *properties* bahan bakar diketahui bahwa nilai viskositas dan massa jenis dari solar akan menurun seiring kenaikan temperatur bahan bakar. Sedangkan dari hasil unjuk kerja

diketahui bahwa meningkatnya beban akan meningkatkan konsumsi bahan bakar namun dengan kenaikan temperatur solar akan diiringi dengan penurunan konsumsi bahan bakar. selain itu perubahan temperatur solar akan menaikkan efisiensi mesin diesel dan juga perubahan temperatur solar akan menurunkan bsfc. Temperatur pemanasan solar paling optimal berada pada temperatur 60°C .

Berdasarkan pengaruh temperatur pemanasan bahan bakar terhadap perubahan properties berupa viskositas dan densitasnya. maka dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai karakteristik semprotan bahan bakar dan pengaruhnya terhadap flammable speed di ruang bakar berdasarkan hasil unjuk kerja mesin diesel sistem *dual fuel* dengan bervariasi temperatur bahan bakar biodieselnnya.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan penjelasan latar belakang diatas, maka perumusan masalah pada eksperimental kali ini adalah Bagaimana pengaruh temperatur pemanasan biodiesel terhadap proses pembakaran dan unjuk kerja mesin yang diaplikasikan pada mesin diesel stasioner dengan sistem dual fuel ?

1.3 Batasan Masalah

Agar tercapainya tujuan penelitian ini maka digunakan beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Percobaan menggunakan mesin diesel 1 (satu) silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada bagian saluran isap untuk menyuplai *syngas* dan bagian saluran bahan bakar dengan penambahan *sistem pre heater* bahan bakar.
2. Kondisi udara dalam keadaan ideal.
3. Biodiesel dibuat sendiri dengan standar kualitas dan *properties* sesuai SNI, dan *syngas* dari hasil gasifikasi dengan umpan briket *Municipal Solid Waste* (MSW).

4. Penelitian ini tidak membahas pembuatan *biodiesel*, proses pembuatan *syngas* serta reaksi kimia yang terjadi dan perancangan elemen pemanas.
5. Pemanas yang digunakan ini dalam kondisi *steady state* dan koefisien konduksi dan konveksi (perpindahan panas) diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Dari perumusan masalah yang sudah disebutkan, adapun tujuan dari studi eksperimen kali ini adalah untuk mengetahui pengaruh *temperature* pemanasan *biodiesel* terhadap proses pembakaran dan unjuk kerja mesin yang diaplikasikan pada mesin diesel stasioner dengan sistem *dual fuel*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari studi eksperimen ini diuraikan sebagai berikut dapat mengetahui karakteristik unjuk kerja mesin diesel *dual fuel* dengan menggunakan bahan bakar *biodiesel* dengan sistem pemanas bahan bakar dan tanpa menggunakan pemanas.

1.6 Sistematika penulisan

Sistem penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut:

1. Bab I Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, serta manfaat dari penelitian yang dilakukan.

2. Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini di bagi menjadi 2 bagian, yaitu dasar teori dan penelitian terkait yang sudah ada. Dasar teori berisi semua hal yang menunjang dalam penganalisaan hasil penelitian. Sedangkan penelitian terkait yang sudah ada berisi tentang penelitian penelitian sebelumnya yang ada korelasinya dengan penelitian kali ini, yang juga menjadi penunjang dalam analisa data.

3. Bab III Metode Penelitian

Bab ini menerangkan tentang peralatan eksperimen yang meliputi alat ukur, benda uji dan metode penelitian yang digunakan.

4. Bab IV Pembahasan dan Analisa Data

Bab ini berisi tentang hasil-hasil eksperimen dan pengolahan dari data yang didapat, kemudian dianalisa dan didiskusikan lebih lanjut.

5. Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini berisi tentang kesimpulan sistem hasil analisa dan saran – saran perbaikan

Halaman ini sengaja di kosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Dasar Teori Bahan Bakar

Bahan bakar adalah material dengan suatu jenis energi yang bisa diubah menjadi energi berguna lainnya. Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik atau wujudnya baik itu berupa padat, cair dan gas. Tapi untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan di proses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas.

2.1.1. Bahan Bakar Diesel

Mesin diesel merupakan sebuah mesin yang dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari proses destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 sampai 370 °C, Kawano[8]. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan putaran mesin tinggi (lebih dari 1200 rpm) serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah (kurang dari 500 rpm). Bahan bakar *fossil diesel-2D* dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*). Sifat fisis bahan bakar perlu diperhatikan untuk menghindari kerusakan alat dan kerugian lainnya yang mungkin timbul akibat penggunaan bahan bakar tersebut. Selain itu sifat fisis juga berpengaruh pada kualitas penyalaan., Nasution [9].

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel antara lain, Mathur [10]:

a. *Density, Specific Gravity dan API Gravity*

Density didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap *volume* bahan bakar pada suhu acuan 15°C atau 60 °F. Sedangkan *Specific Gravity (SG)* didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah *volume* minyak bakar terhadap berat air untuk *volume* yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* dinyatakan dalam persamaan:

$$SG_{\text{terhadap air}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{air}}} \quad (2.1)$$

Sementara hubungan nilai *Specific Gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut :

$$API \text{ Gravity} = \frac{141,5}{SG \text{ at } 60^\circ F} - 131,5 \quad (2.2)$$

b. *Viskositas*

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi jelek. Viskositas bahan bakar minyak sangat penting, terutama bagi mesin-mesin diesel maupun ketel-ketel uap, karena viskositas minyak sangat berkaitan dengan suplai konsumsi bahan bakar ke dalam ruang bakar dan juga sangat berpengaruh terhadap kesempurnaan proses pengkabutan (*atomizing*) bahan bakar melalui injector. Bilamana Viskositas terlalu tinggi maka proses *atomizing* akan terganggu karena kecenderungan bahan bakar yang mempunyai viskositas tinggi akan sulit dikabutkan. Sedangkan untuk bahan bakar yang mempunyai viskositas rendah dapat menimbulkan gesekan (*abrasive*) dalam ruang bakar karena gerakan piston dalam

prosesnya membutuhkan pelumasan, sehingga viskositas juga menggambarkan tingkat pelumasan dari bahan bakar. Secara logika, viskositas bahan bakar yang lebih tinggi memiliki tingkat pelumasan yang lebih baik.

Disebabkan karena fungsi solar adalah sebagai bahan bakar, maka nilai viskositas diusahakan tidak terlalu tinggi. Oleh karena itu secara umum bahan bakar solar memiliki viskositas yang relatif rendah, karena dengan viskositas yang rendah, maka bahan bakar akan lebih mudah teratomisasi pada saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar dan tidak mengalami hambatan di dalam sistem pompa dan injeksi. Akan tetapi nilai viskositasnya juga tidak boleh terlalu rendah, karena akan menyebabkan panas berlebihan yang ditimbulkan oleh kurangnya pelumasan pada dinding silinder dan piston sehingga membuat komponen mesin menjadi cepat aus. Oleh sebab inilah karakteristik ini sangat penting karena mempengaruhi kinerja injektor pada mesin diesel.

c. Titik nyala bahan bakar

Titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat menyala dengan sendirinya sehingga pada saat memasuki ruang bakar, bahan bakar dapat menimbulkan ledakan.

d. *Pour Point*

Pour point atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

e. *Shulpur Content*

Shulpur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

f. *Distillation atau Destilasi*

Karakteristik destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap (*volatility recovery*) pada suhu tertentu.

g. *Cetane Number*

Cetane number atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* ($C_{16}H_{34}$) dan α -*methylnaphthalene* ($C_{10}H_7CH_3$) pada *CFR engine* pada kondisi yang sama.

h. *Calorific Value*

Calorific value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam *phase cair*) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam *phase uap*). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

Dengan : NKB = Nilai Kalor Bawah (kal/gram)

NKA = Nilai Kalor Atas (kal/gram)

m_{air} = massa air yang berbentuk dalam proses pembakaran (gram)

m_{sampel} = massa sampel yang uji bahan bakar (gram)

LH = panas laten penguapan air (kal/gram)

i. *Carbon Residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang

pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

2.1.2. Gas hasil gasifikasi briket *municipal solid waste*

Gasifikasi adalah proses yang menggunakan panas, tekanan, dan uap untuk mengkonversi bahan langsung menjadi gas terutama terdiri dari karbon monoksida dan hidrogen. Ada 3 produk yang dihasilkan oleh gasifikasi : Gas hidrokarbon (*syngas*), Hidrokarbon cairan (minyak) dan char (ash). Syngas dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk menghasilkan listrik atau uap, atau sebagai sebuah blok bangunan dasar untuk banyak bahan kimia. Bila dicampur dengan udara, syngas dapat digunakan dalam bensin atau mesin diesel dengan beberapa modifikasi mesin. Higman, van der Burgt, 2003[11].

Municipal waste (sampah perkotaan) merupakan limbah yang dapat dimanfaatkan untuk dijadikan sebagai umpan pada reaktor gasifikasi. Bukan hanya dapat digunakan sebagai umpan tetapi yang lebih baiknya dapat mengurangi penumpukan di tempat pembuangan sampah yang nantinya dapat menghasilkan sebuah yang disebut juga gas synthesis (*syngas*).

Keuntungan dari gasifikasi adalah penerapannya dapat dilakukan untuk berbagai macam bahan baku. Hampir semua zat karbon dapat digasifikasi: bahan bakar fosil seperti batubara, minyak, atau gas alam, biomassa (yaitu setiap jenis limbah pertanian seperti bongkol jagung atau berbagai tanaman), aspal, atau bahkan limbah, plastik, dan sampah kota. Gasifikasi dapat digunakan untuk menghasilkan berbagai produk, termasuk listrik, gas alam, bahan bakar cair (seperti bensin, solar, dan bahan bakar jet), hidrogen, dan berbagai bahan kimia.

2.1.3. Bahan Bakar Biodiesel

Biodiesel merupakan bahan bakar yang terdiri dari campuran *mono--alkyl ester* dari rantai panjang asam lemak, yang dipakai sebagai alternatif bagi bahan bakar dari mesin diesel dan

terbuat dari sumber terbarui seperti minyak sayur atau lemak hewan. Bahan baku biodiesel bermacam-macam. Yang umum digunakan adalah minyak sayur yang berasal dari kelapa sawit, kacang kedelai minyak kanola (*repressed*) atau bunga matahari. Dalam pengertian umum, istilah biodiesel berarti adalah bahan bakar mesin diesel yang terdiri dari *ester-ester metil (etil)* asam-asam lemak. Biodiesel adalah sama halnya dengan biopetrol namun cairan yang diperoleh dari proses pembuatannya mempunyai rantai karbon yang panjang, bahkan lebih panjang dari rantai karbon solar dan sedikit lebih pekat dibanding dengan bahan bakar diesel dari minyak bumi. Bentuknya yang cair dan kemampuan dicampurkan dengan solar pada segala perbandingan merupakan salah satu keunggulan dari biodiesel.

Tabel 2.1 Komparasi Properties Bahan Bakar Nabati (Biodiesel) dan Solar

Sifat-sifat	Solar	Biodiesel Palm Oil	Biodiesel Standar SNI
<i>Spesifik Gravity</i> (kg/m^3) pada suhu 40 °C	844	868	850 - 890
Viskositas Kinematis pada 40 °C (mm^2/s)	3,32	5,3	2,3 - 6
Tegangan Permukaan (dyne/cm)	66	68	70
Angka Cetane	42	62	<51
<i>Flash Point</i> (°C)	70	174	Min. 100

Sumber : Hambali, Erliza. 2007. Jarak pagar tanaman penghasil biodiesel. Cetakan keempat, Jakarta : Penebar Swadaya.

Penambahan biodiesel pada bahan bakar solar pada dasarnya dapat mempengaruhi karakterisasi berupa diameter rata-rata butiran semprotan bahan bakar yang lebih besar dan penetrasi semprotan yang lebih panjang [3]. Agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pengganti solar, biodiesel harus mempunyai kemiripan sifat fisik dan kimia dengan minyak solar. Salah satu sifat fisik yang penting adalah viskositas. Minyak lemak nabati dapat dijadikan bahan bakar, namun viskositasnya terlalu tinggi sehingga tidak memenuhi persyaratan untuk dijadikan bahan bakar mesin diesel.

2.2. Teori Pembakaran

Pembakaran adalah suatu runtutan reaksi kimia antara suatu bahan bakar dan suatu oksigen, disertai dengan produksi panas dalam bentuk api. Dalam suatu reaksi pembakaran lengkap, suatu senyawa bereaksi dengan zat pengoksidasi dan produknya adalah senyawa dari tiap elemen dalam bahan bakar dengan zat pengoksidasinya. Pada aplikasinya, oksidan pada pembakaran adalah oksigen pada udara. Tiga unsur kimia utama dalam elemen mampu bakar (*combustible*) pada bahan bakar adalah karbon, hidrogen dan sulfur.

2.2.1. Perhitungan Stoikometri kebutuhan udara

Jika ketersediaan oksigen untuk oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H_2O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



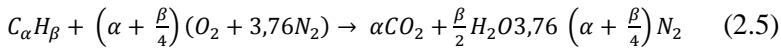
Kesetimbangan C : $\alpha = \beta$

Kesetimbangan H : $\beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$

Kesetimbangan O : $2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$

Kesetimbangan N : $2(3.76)a = 2d \rightarrow d = 3.76a \rightarrow d = 3.76 (\alpha + \beta/4)$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran reaksi pembakaran $C_\alpha H_\beta$ menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_\alpha H_\beta}} X \% C_\alpha H_\beta \frac{kg}{kg_{bahan bakar}} \quad (2.6)$$

Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) adalah sebagai berikut :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i M_i)_{air}}{(\sum n_i M_i)_{fuel}} \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) M_{O_2} + 3,76 \left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) M_{N_2}}{\alpha M_C + \beta M_H} \quad (2.8)$$

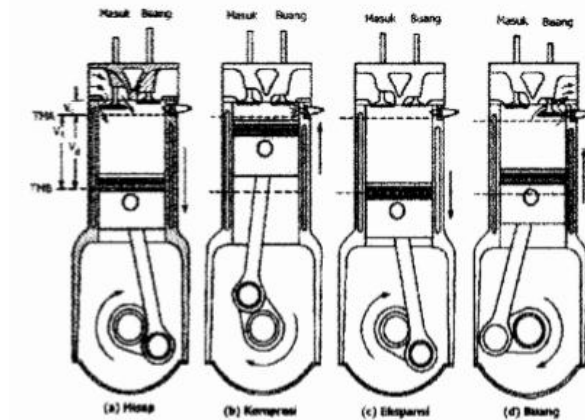
2.3. Dasar teori mesin diesel

Mesin diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran, Kawano [8].

2.3.1. Siklus Kerja Motor Diesel Empat Langkah

Motor diesel empat langkah akan menghasilkan satu kali kerja dalam empat langkah gerakan piston (dua kali putaran engkol). Berikut adalah penjelasan siklus kerja motor diesel empat langkah: (Rogowski, 1983, p. 365).

- a. Langkah hisap.
Pada langkah ini katup masuk membuka dan katup buang tertutup. Udara mengalir ke dalam silinder.
- b. Langkah kompresi.
Pada langkah ini kedua katup menutup, piston bergerak dari TMB ke TMA menekan udara yang ada dalam silinder sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar di injeksikan.
- c. Langkah ekspansi.
Karena injeksi bahan bakar ke dalam silinder yang bertemperatur tinggi, bahan bakar yang bercampur udara bertekanan terbakar dan berekspansi menekan piston untuk melakukan kerja sampai piston mencapai TMB. Kedua katup tertutup pada langkah ini
- d. Langkah buang
Ketika piston hampir mencapai TMB, katup buang terbuka, katup masuk tetap tertutup. Ketika piston bergerak menuju TMA gas sisa pembakaran terbuang keluar ruang bakar. Akhir langkah ini adalah ketika piston mencapai TMA. Siklus kemudian berulang lagi.

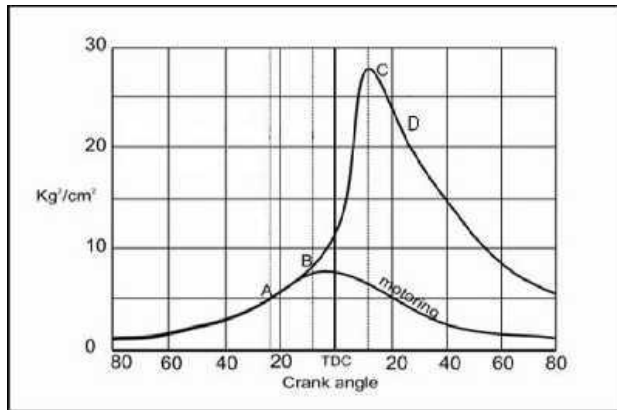


Gambar 2.1 Siklus empat langkah, Heywood, J.B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.

2.3.2. Tahapan pembakaran pada mesin diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar.

Proses pembakaran pada mesin diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada Gambar 2.1. Tahapan pembakarannya, Kawano [8] yaitu:



Gambar 2.2 Tahapan pembakaran pada mesin diesel [10]

a. Tahap Pertama

Ignition delay period yakni waktu dimana bahan bakar siap terbakar namun belum dinyalakan. *Ignition delay* dihitung dari awal injeksi sampai titik dimana pada kurva $p-\theta$ berpisah dengan kurva tekanan udara saja. *Delay period* ditunjukkan oleh titik A-B.

b. Tahap kedua

Rapid atau *uncontrolled combustion* (dapat digolongkan sebagai *pre-mixed flame*) terjadi setelah pengapian. Dalam tahap kedua ini menaikkan tekanan cepat karena selama dalam periode tunda butiran lembut bahan bakar telah mempunyai waktu untuk menyebarkan dirinya sendiri pada daerah yang luas dan mereka telah mendapatkan udara segar disekelilingnya. Periode *rapid* atau *uncontrolled combustion* dihitung mulai dari akhir dari periode tunda sampai dengan tekanan tertinggi pada diagram indikator. Kira-kira sepertiga dari panas terlibat sampai tahap ini.

c. Tahap Ketiga

Controlled combustion, periode kedua dari *rapid* atau *uncontrolled combustion* diikuti

oleh tahap ketiga yakni *controlled combustion*. Pada akhir tahap kedua temperatur dan tekanan membuat butiran lembut bahan bakar yang terinjeksikan pada tahap akhir injeksi terbakar

seketika, dan kenaikan tekanan dapat dikontrol dengan cara mekanisme murni yakni pengaturan laju injeksi. Periode *controlled combustion* diasumsi sampai akhir pada temperatur maksimum siklus. Panas yang terlibat sampai akhir *controlled combustion* sekitar 70 %-80 % dari total panas dari bahan bakar yang disuplai selama siklus.

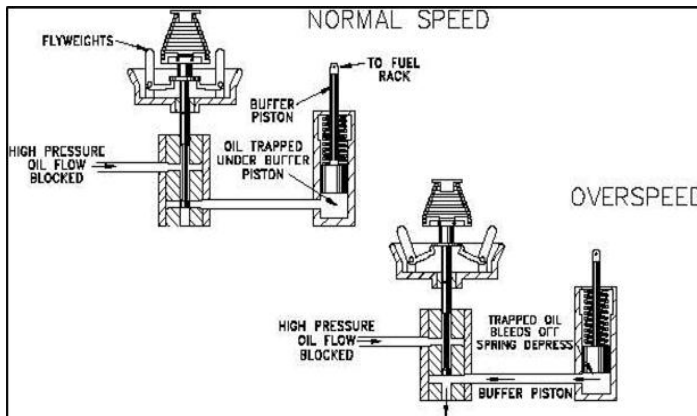
d. Tahap Keempat

Tahap keempat ini tidak terjadi pada semua kasus pembakaran pada motor CI, *After burning*. Secara teoritis diharapkan proses pembakaran berakhir setelah selesainya tahap ketiga. Namun karena distribusi partikel bahan bakar kurang baik, pembakaran berlanjut pada sisa langkah ekspansi. Dari itulah nama *after burning* atau tahap keempat dikembangkan. Panas total yang terlibat sampai akhir pembakaran adalah 95%-97% sedangkan sisa panas, 3%-5% keluar ke sistim *ekshaust* sebagai *unbrunt fuel*.

2.3.3. Governor pada mesin diesel

Governor adalah komponen pada motor bakar yang berfungsi untuk mengontrol putaran mesin dengan cara mengendalikan jumlah bahan bakar yang diberikan sehingga putarannya dapat dipertahankan tetap stabil tanpa tergantung kondisi pembebanan. Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin *stasioner* maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolis (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi *governor* elektrik. Gambar 2.3 menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolis dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari *piston* hidrolis dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan

piston kecil (pilot valve) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolis ke *piston hidrolis (piston motor servo)*. *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan jatah bahan bakar yang di-supply.



Gambar 2.3 Skema kerja *governor* mekanis-hidraulis.

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor*:

- Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe *governor* kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
- Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe *governor* kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.
- Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas maksimum, dan disebut *governor* pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.
- Tipe pengontrolan keempat adalah tipe *governor* yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe *governor* pembatas beban atau *load-limiting type governor*.

2.3.4. Prinsip kerja sistem dual fuel

Bahan bakar gas ini dicampur dengan udara dalam silinder mesin baik melalui pencampuran langsung di *intake manifold* dengan udara atau melalui suntikan langsung ke dalam silinder. Sebuah mesin *dual fuel* pada dasarnya adalah mesin diesel yang dimodifikasi di mana bahan bakar gas, disebut bahan bakar utama, yang dicampur bersama dengan udara dengan menggunakan *mixing* yang berbentuk *venturi* yang akan masuk melalui *intake manifold*. Bahan bakar ini adalah sumber utama energi input ke mesin. Bahan bakar gas utama dikompresi dengan udara, bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan minyak solar. Sedangkan bahan bakar diesel, biasanya disebut *pilot fuel*, di injeksi seperti pada mesin diesel biasa di dekat akhir kompresi primer campuran bahan bakar udara. Bahan bakar pilot diesel merupakan yang melakukan pengapian pertama dan bertindak sebagai sumber pengapian untuk pembakaran dari campuran bahan bakar udara gas. Bahan bakar pilot diesel, yang diinjeksi ke ruang bakar hanya menyumbang sebagian kecil dari tenaga mesin yang dihasilkan.

2.3.5. Unjuk kerja mesin diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan :

1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran diberikan beban lampu dengan daya 200 watt – 2000 watt. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus:

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos\phi}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \text{ (Watt)} \quad (2.9)$$

Dengan: Ne : Daya mesin (W)

- V : Tegangan listrik (*Volt*)
 I : Arus listrik (*Ampere*)
 η_{gen} : Effisiensi mekanisme generator (0,9)
 η_{trmsm} : Effisiensi transmisi (0,95)
 $\cos \theta$: Faktor daya listrik ($\cos \phi$) = 1

(Sumber : Kawano, Sungkono, D. 2014. **Motor Bakar Torak (Diesel)**. Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS. Surabaya)

2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau *ft.lb* (British). Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok. Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut:

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{n} (N.m) \quad (2.10)$$

dengan: Mt : Torsi ($N.m$)
 Ne : Daya (W)
 n : Putaran mesin (rev/min)

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

3. Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (*b MEP*)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang

berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

Perumusan b_{mep} adalah :

$$b_{mep} = \frac{N_{ex} Z x 60}{A x l x n x i} (N/m^2) \quad (2.11)$$

Dengan: N_e : Daya poros mesin (Watt)
 A : Luas penampang piston (m^2)
 L : Panjang langkah piston (m)
 i : Jumlah silinder
 n : putaran mesin diesel (rpm)
 z : 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

4. *Specific Fuel Consumption (sfc)*

Specific fuel consumption (Sfc) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) *hp* selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar b_{hp} (HP) maka pemakaian bahan bakar perjam m_{bb} adalah :

$$m_{bb} = \frac{m_{bb}}{s} (kg) \quad (2.12)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah :

$$sfc_{single\ fuel} = \frac{m_{bb}}{N_e} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.13)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu *syngas*-biodiesel. Besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu

$$sfc_{dual\ fuel} = \frac{3600x(\dot{m}_{syngas} + \dot{m}_{biodiesel})}{N_e} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.14)$$

dengan:

- m_{bb} : Massa bahan bakar yang dikonsumsi mesin (kg/s).
 m_{syngas} : Pemakaian bahan bakar *syngas* per jam (kg/s).
 m_{solar} : Pemakaian bahan bakar minyak biodiesel per jam(kg/s)
 1 jam : 3600 s

5. Substitusi Minyak biodiesel

Substitusi biodiesel adalah jumlah bahan bakar biodiesel pengujian *single* yang dikurang dengan jumlah bahan bakar biodiesel pengujian dual yang dibandingkan dengan jumlah bahan bakar biodiesel *single*, agar mengetahui jumlah biodiesel yang tersubstitusi.

$$substitusi = \frac{\dot{m}_{biodiesel\ single} - \dot{m}_{biodiesel\ dual}}{\dot{m}_{biodiesel\ single}} \times 100\% \quad (2.15)$$

dengan: $\dot{m}_{biodiesel\ single}$: Pemakaian biodiesel pengujian *single* (kg/s)

$\dot{m}_{biodiesel\ dual}$: Pemakaian biodiesel pengujian *dual* (kg/s)

6. Efisiensi Termal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \times \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.16)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis :

$$\eta_{th\ single\ fuel} = \left(\frac{Ne}{(\dot{m}_{biodiesel} \cdot Q_{biodiesel})} \right) \times 100\% \quad (2.17)$$

Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi *Syngas*-minyak biodiesel Tippawong[12] , persamaannya adalah :

$$\eta_{thdual\ fuel} = \left(\frac{Ne}{(\dot{m}_{biodiesel}.Q_{biodiesel} + \dot{m}_{syngas}.Q_{syngas})} \right) \times 100\% \quad (2.18)$$

Dimana Q adalah nilai kalor bawah (*Lower Heating Value, LHV*) atau panas pembakaran bawah bahan bakar [Kcal/kg bahan bakar]. Nilai kalor adalah jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna per satuan massa atau volume bahan bakar. LHV dapat dinyatakan dengan rumus empiris (bahan bakar solar) sebagai berikut:

$$LHV = [16280 + 60(API)] \text{ Btu/lb} \quad (2.19)$$

Dengan : 1 Btu/lb = 2,326 kJ/kg

$$1 \text{ kJ/kg} = \left[\frac{1}{4187} \right] \text{ kkal/kg}$$

API Gravity adalah suatu pernyataan yang menyatakan densitas dari suatu material. *API Gravity* diukur pada temperatur minyak bumi 60°F. Harga *API Gravity* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$API = \frac{141,5}{\text{Spesific Gravity pada } 60^{\circ}\text{F}} - 131,5 \quad (2.20)$$

Dengan *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,84.

7. Air Fuel Rasio (AFR)

Untuk mendapatkan pembakaran yang ideal maka diperlukan rasio udara bahan bakar yang tepat. Maka rasio udara-bahan bakar yang didapatkan adalah:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{biodiesel}} \quad (2.21)$$

Sedangkan untuk AFR dual fuel sebagai berikut:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{biodiesel} \times \dot{m}_{syngas}} \quad (2.22)$$

—
Untuk mencari nilai \dot{m}_{udara} yaitu dengan menggunakan *pitot static tube* dihubungkan dengan manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada manometer yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui udara yang masuk ke ruang bakar dengan menggunakan persamaan *Bernoulli*.

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gZ_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \quad (2.23)$$

Dengan :

$$\begin{aligned} P_2 &= \text{Tekanan stagnasi (pada titik 2) } (P_o) \\ P_1 &= \text{Tekanan statis (pada titik 1) } (P_a) \\ \rho &= \text{Massa jenis (kg/m}^3\text{)} \\ V_1 &= \text{Kecepatan di titik 1 (m/s)} \\ V_2 &= \text{Kecepatan di titik 2, kecepatan pada P} \\ &\quad \text{stagnasi} = 0 \text{ (m/s)} \end{aligned}$$

Dengan mengansumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0 - P_1}{\rho} \quad (2.24)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi:

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_{udara}}} \quad (2.25)$$

dengan :

$$P_0 - P_1 = \rho_{redoil} \cdot g \cdot h \quad (2.26)$$

$$\rho_{redoil} = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{redoil}) \quad (2.27)$$

Sehingga pada *inclined manometer* diperoleh persamaan,

$$P_0 - P_1 = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \quad (2.28)$$

h adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan $\theta = 10^\circ$, maka persamaan menjadi, Fox and Mc Donald'[16]:

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{udara}}} \quad (2.29)$$

Dengan :

$SG_{red\ oil}$: Spesific gravity red oil (0.827)
ρ_{H_2O}	: Massa jenis air (999 kg/m ³)
ρ_{udara}	: Massa jenis udara (1.1447 kg/m ³)
H	: Total perbedaan ketinggian cairan pada <i>incline manometer</i> (m)
θ	: Sudut yang digunakan pada <i>inclined manometer</i> (degree)

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah udara. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perhitungan *reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminer* atau bahkan *turbulent* sebagai berikut:

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_1}{\mu} \quad (2.30)$$

Namun V_{max} merupakan kecepatan maksimal, terlihat dari profil kecepatan aliran pada *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi *pitot* berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* (\bar{V}) yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (2.31)$$

Dengan:

- \bar{V} : Kecepatan rata – rata (m/s)
 V_{max} : Kecepatan maksimal dari profil kecepatan aliran.
 n : *variation of power law exponent*.

Yang di rumuskan sebagai berikut:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}} \quad (2.32)$$

untuk $Re_{V_{max}} > 4000$ (aliran *turbulent*).

Maka besar kecepatan rata-rata udara sebagai berikut :

$$\bar{V}_{udara} = \frac{\bar{V}}{V_{max}} \times V_{max} \quad (2.33)$$

Sedangkan untuk aliran *laminar* dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$\bar{V}_{udara} = 2V_{max} \quad (2.34)$$

2.3.6. Keuntungan dan kerugian dari sistem *dual fuel*

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian, Luft [13]. Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi antara lain:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya minyak solar yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, biogas, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang,

3. Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.
4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.

Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah:

1. Masih memerlukan minyak solar sebagai *pilot fuel* untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas seperti CNG dan *syngas* memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.
2. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bahan bakar gas di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran yang ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3. Kemungkinan terjadi *knocking* atau ketukan saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian *pilot fuel* terbakar. Cara untuk mencegah fenomena ini adalah dengan memasang sensor *knocking* dan menunda injeksi dari *pilot fuel*.

2.4. Pemanasan Biodiesel

Salah satu kendala utama dalam penggunaan Bahan bakar Biodiesel adalah viskositasnya lebih tinggi jika dibandingkan dengan solar. Hal ini menyebabkan terjadinya penurunan daya dan penurunan efisiensi yang dihasilkan mesin diesel yang menggunakan bahan bakar biodiesel. Penyebabnya karena proses pembakaran yang terjadi didalam motor diesel sering berlangsung secara tidak sempurna. Pembakaran yang tidak sempurna ini dipengaruhi oleh proses pencampuran antara udara dan bahan bakar yang tidak sempurna [1]. Pemanasan terhadap biodiesel sampai temperatur tertentu sebelum masuk ke

dalam pompa tekanan tinggi yang akan menyebabkan penurunan *density* dan viskositas biodiesel tersebut [14]. Penurunan viskositas biodiesel akan membuat campuran udara dan bahan bakar saat diinjeksikan lebih homogen di ruang bakar. Sehingga bahan bakar yang di injeksikan kedalam ruang bakar dapat membentuk butiran-butiran yang lebih halus dan bahan bakar tersebut akan lebih mudah bercampur dengan udara di dalam ruang bakar. Tetapi perlu diingat temperatur bahan bakar yang terlalu panas juga akan merugikan karena akan merusak sebagian sistem dari pompa tekanan tinggi, terutama seal dari karet yang rentan terhadap suhu tinggi. Selain itu Penurunan viskositas juga dapat mengakibatkan turunnya sifat pelumasan bahan bakar. Hal itu terjadi karena mesin diesel biasanya dijalankan dengan bahan bakar yang dipasok pada suhu kamar. Pemanasan yang sesuai akan memberikan viskositas rendah mirip dengan *diesel fuel*, tetapi tidak begitu tinggi sehingga tidak merusak sistem injeksi.

2.4.1. Sistem Pemanas

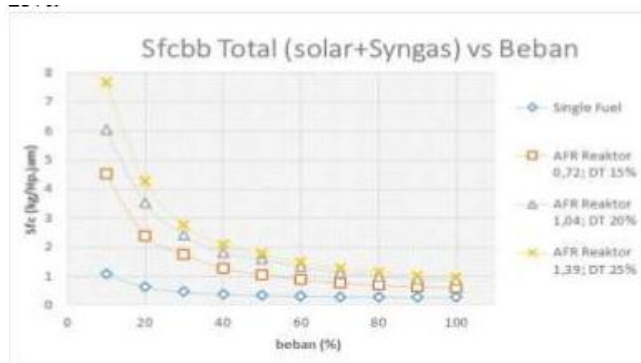
Untuk mencapai temperatur diatas temperatur ruang dari bahan bakar maka diperlukan suatu sistem pemanas. Sistem pemanas tersebut adalah suatu peralatan yang mensuplai kalor ke bahan bakar sehingga mencapai suhu yang diinginkan. Untuk sumber kalor bisa didapat dari arus listrik atau panas air *radiator*. Pemanas biodiesel ini terdiri dari sebuah tabung yang mempunyai 1 saluran masuk dan 1 saluran keluar, dan terdapat elemen pemanas yang dipasang pada bagian bawahnya serta dilengkapi juga dengan sensor pengukur *temperature* yang diletakkan di dekat saluran pipa keluar dalam tabung yang kemudian dihubungkan pada sebuah rangkaian pengkondisi sinyal supaya besarnya pengukuran dapat terbaca pada sebuah multimeter digital yang digunakan sebagai *display*. Elemen pemanas yang digunakan dihubungkan dengan suplai listrik arus bolak-balik namun sebelumnya dilewatkan dulu ke sebuah rangkaian *thermocontrol* yang digunakan untuk mengatur besarnya panas yang dihasilkan oleh elemen pemanas tersebut. Alat ini dipasang

antara *filter* solar dan pompa tekanan tinggi, sehingga dengan demikian biodiesel yang akan masuk ke pompa tekanan tinggi ini dapat diatur temperaturnya.

2.5. Penelitian terdahulu

1. Penelitian yang dilakukan oleh Rizkal [6]

Rizkal melakukan penelitian dengan menggunakan bahan bakar solar dan syngas hasil gasifikasi *Municipal Solid Waste (MSW)* atau sampah padatan perkotaan. Penelitian ini menggunakan mesin diesel satu silinder yang terkopel dengan generator. Gambar 2.4 secara umum menunjukkan bahwa nilai SFC semakin turun seiring dengan penambahan beban yang semakin tinggi. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar beban yang diterima mesin, bahan bakar yang diperlukan akan semakin meningkat. Hal ini disebabkan karena dengan bertambahnya beban listrik maka jumlah minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran *engine* konstan, karena pada saat beban listrik ditambah maka beban putaran generator bertambah berat dan putaran *engine* turun. Putaran tersebut dinaikkan kembali, dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pada pompa injeksi minyak solar yang diatur oleh *governor*. Setelah beban ditambah, grafik SFC cenderung mengalami penurunan, kemudian nilai SFC mengalami peningkatan, hal ini terjadi karena campuran kaya yang menyebabkan banyak bahan bakar minyak solar yang tidak terbakar sempurna sehingga energi yang dikonversi menjadi daya menjadi kecil.

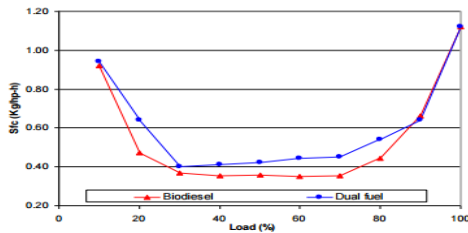


Gambar 2.4 Grafik *spesifik fuel consumption solar + syngas* fungsi beban

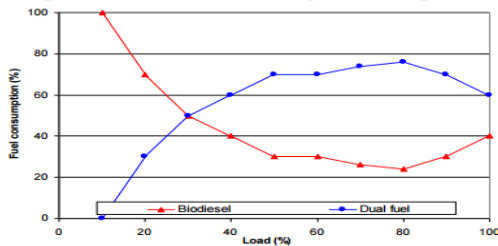
2. Penelitian yang dilakukan oleh Sudarmanta[3]

Penelitian Sudarmanta menggunakan biodiesel dan syngas hasil dari gasifikasi dengan umpan sekam padi dengan sistem *downdraft gasifier reactor*. Penelitian ini menggunakan mesin diesel satu silinder yang terkopel dengan generator.

Gambar 2.5 a, menyatakan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik biodiesel lebih kecil dari bahan *dual fuel* karena nilai *heating value* yang lebih rendah dari *syn-gas* lebih kecil dari bahan bakar biodiesel. Tes mesin bisa berjalan di kedua diesel dan *syngas*, bukan berjalan hanya pada diesel. *Syngas* dimasukkan ke dalam mesin diesel untuk membiarkan mesin beroperasi di mode *dual-fuel*, sehingga mengurangi konsumsi solar sebesar lebih dari 60% seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 b. Rasio udara-gas adalah 1: 1. Mesin ini terhubung generator 3 kW untuk pengukuran pembebanan.



The specific fuel consumption vs percentage of load

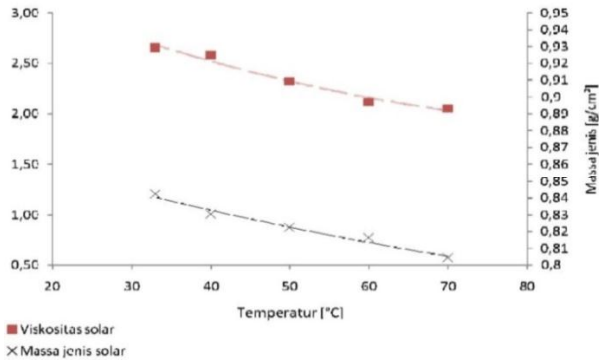


. Percentage fuel consumption vs percentage of load

Gambar 2.5 a. *Sfc* dan b. *Fuel Consumption* terhadap Beban

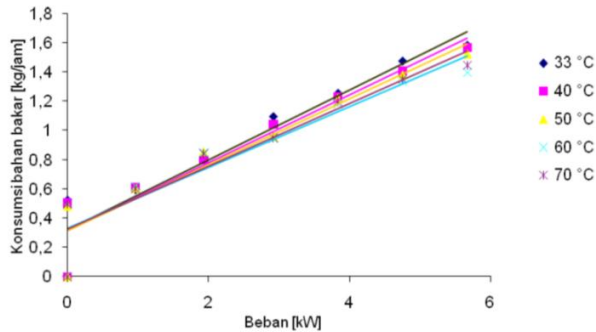
3. Penelitian yang dilakukan oleh Murni [4]

Penelitian Murni menggunakan bahan bakar solar dengan sistem pemanas bahan bakar. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh temperatur terhadap viskositas dan massa jenis solar. Kemudian dilakukan uji unjuk kerja pada mesin diesel stasioner. Hasil pengujian massa jenis dan viskositas minyak solar tersaji pada Gambar 2.6 yang mengilustrasikan pengaruh temperatur terhadap viskositas dan massa jenis solar. Garis harisontal menunjukkan perubahan temperatur, sedangkan garis vertikal kiri menunjukkan perubahan viskositas, dan garis vertikal kanan menunjukkan perubahan massa jenis.

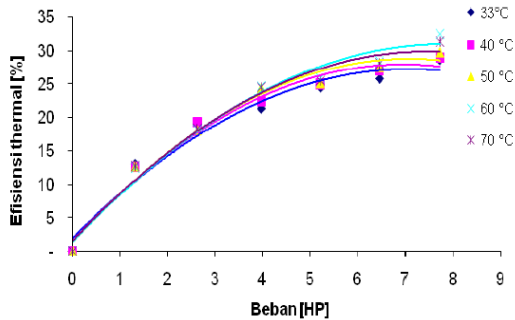


Gambar 2.6 Grafik Pengaruh Temperatur Terhadap Berat Jenis Solar dan Viskositas Solar

Dari Grafik 2.7 diketahui bahwa nilai viskositas dan massa jenis dari solar akan menurun seiring kenaikan temperatur bahan bakar.



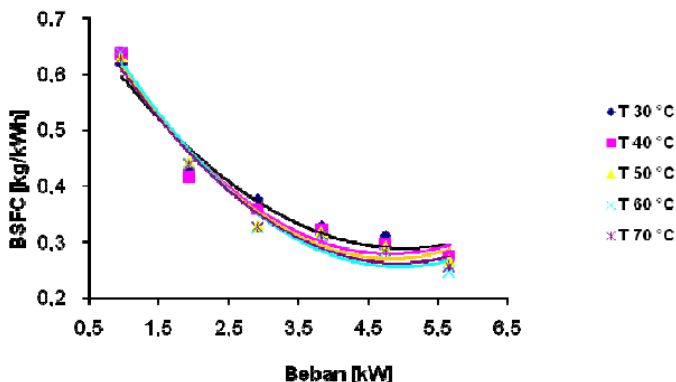
Gambar 2.7 Grafik Pengaruh Beban Terhadap Konsumsi Bahan Bakar Solar dengan Beberapa Temperatur Bahan Bakar



Gambar 2.8 Grafik perbandingan efisiensi termal mesin diesel terhadap beban pada berbagai temperatur bahan bakar solar.

Sedangkan dari Gambar 2.8 tampak bahwa dengan meningkatnya beban akan meningkatkan konsumsi bahan bakar namun dengan kenaikan temperatur solar akan diiringi dengan penurunan konsumsi bahan bakar, dari Gambar 2.9 terlihat perubahan temperatur solar akan menaikkan efisiensi mesin diesel, Sedangkan Gambar 2.10 terlihat juga bahwa perubahan temperatur solar akan menurunkan *bsfc*. Secara teoritis dapat dijelaskan bahwa penurunan ini disebabkan oleh pemanasan solar yang mengakibatkan kekentalan/ viskositas solar akan menurun sehingga saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar dapat membentuk butiran-butiran kabut bahan bakar yang lebih halus, dengan kondisi seperti ini maka proses pencampuran bahan bakar dengan udara akan lebih homogen sehingga bahan bakar akan lebih mudah terbakar dan menyebabkan *persentase* bahan bakar yang terbakar akan meningkat. Dengan semakin besarnya jumlah bahan bakar yang terbakar maka peningkatan tekanan yang terjadi dalam ruang bakar akibat pembakaran akan membesar yang pada akhirnya akan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh motor bakar. Sehingga dengan beban yang sama konsumsi bahan bakar akan berkurang. Bahwa penurunan konsumsi dan *bsfc* bahan bakar hanya terjadi sampai solar mencapai temperature 60°C, selebihnya bila solar terus dinaikkan temperaturnya maka

konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan motor akan lebih besar jika dibandingkan dengan saat menggunakan solar yang bertemperatur 60°C. Peningkatan ini dapat terjadi karena dengan meningkatnya temperatur solar akan menyebabkan solar menjadi lebih mudah terbakar sehingga akan mempersingkat periode persiapan pembakaran (*ignition delay*). maka periode pembakaran cepat akan terjadi jauh sebelum piston mencapai TMA (pada langkah kompresi) sehingga tekanan puncak juga terjadi saat piston belum mencapai TMA dan ini merupakan kerugian karena tekanan tersebut seharusnya digunakan untuk langkah kerja. Dengan demikian daya yang dihasilkan akan berkurang dan meningkatkan konsumsi bahan bakar spesifik.



Gambar 2.9 Grafik Perbandingan Bsfc Solar terhadap Beban dengan beberapa temperatur bahan bakar

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

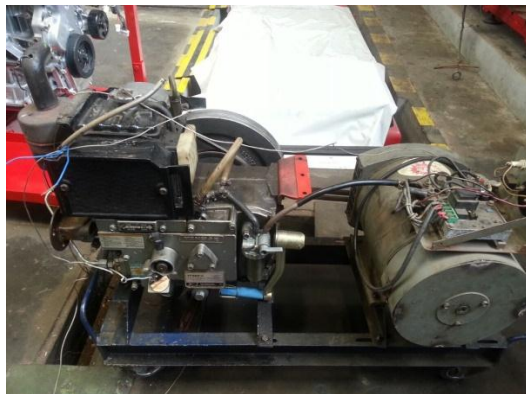
METODE PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Pengujian dilakukan pada mesin diesel *constant speed electrical dynamometer*. Pengujian dilakukan pada mesin sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan electrical generator sebagai *electrical dynamometer*. Pengujian ini dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran Bahan Bakar Jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya.

3.2. Alat Uji

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut :



Gambar 3.1. Satu set *engine diesel (Yanmar)* –
Generator (Noqiwa)

1. Mesin diesel dengan spesifikasi :

- Merk : *Yanmar*
- Model : *TF 55 R*
- Karakteristik mesin : *4 langkah, pendingin air*

- Sistem pembakaran : *direct injection*
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Saat pengabutan : 17° sebelum TMA
- Diameter x panjang langkah : 75 x 80 (mm)
- Volume silinder : 353 (cc)
- Daya kontinu : 4,5/2000 (hk/rpm)
- Daya maksimum : 5,5/2000 (hk/rpm)
- Perbandingan kompresi : 17,9 : 1
- Pompa bahan bakar : Tipe *Bosch*
- Tekanan injektor : 200 kg/cm²
- Sistem pelumasan : pelumas paksa
- Kapasitas minyak pelumas : 1,8 liter
- Kapasitas tangki bahan bakar : 7,1 liter
- Jenis minyak pelumas : SAE 40 kelas CC atau CD
- Sistem pendingin : Radiator
- Dimensi mesin
- Panjang : 607,5 (mm)
- Lebar : 311,5 (mm)
- Tinggi : 469,0 (mm)

2. Generator listrik / *electrical dynamometer* dengan spesifikasi :

- Merk : *Noqiwa*
- Model : ST-3
- Frekuensi (Hz) : 50
- RPM : 1500
- *Voltage* (V) : 220
- *Phase* : 1
- Base (kW) : 3
- Ev Volt (V) : 42
- Ex Curr (A) : 2

3. Beban Listrik

Beban lampu terdiri atas lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 200 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban bahan bakar biodiesel.



Gambar 3.2 Beban Lampu 2000 Watt

4. Bahan Bakar Gas hasil *Gasifier*

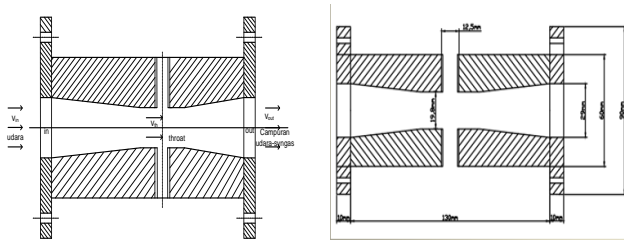
Bahan bakar gas yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi *municipal solid waste* dari *gasifier* tipe *downdraft*.

5. Bahan Bakar Minyak

Bahan bakar minyak yang digunakan adalah minyak biodiesel yang dibuat dari minyak goreng sawit dengan proses transesterifikasi.

6. Mixer

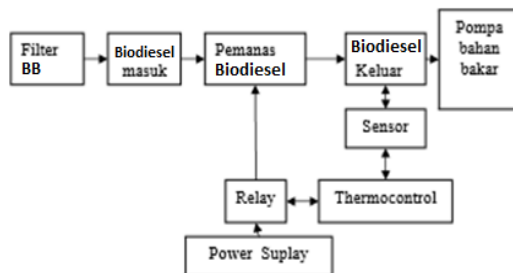
Proses pemasukan *syngas* MSW dengan sistem *dual fuel* menggunakan *mixer* sebagai tempat udara dan *syngas* dicampur sebelum masuk ke dalam ruang bakar, *mixer* dibuat dengan bentuk venturi. *Mixer* dipasang pada saluran masuk (*intake manifold*) udara.



Gambar 3.3 Skema *mixer*

7. Pemanas (*heater*)

Pemanas biodiesel ini terdiri dari sebuah tabung yang mempunyai 1 saluran masuk dan 1 saluran keluar, dan terdapat elemen pemanas yang dipasang pada bagian bawahnya serta dilengkapi juga dengan sensor pengukur temperatur yang diletakkan di dekat saluran pipa keluar dalam tabung yang kemudian dihubungkan pada sebuah rangkaian pengkondisi sinyal supaya besarnya pengukuran dapat terbaca pada sebuah multimeter digital yang digunakan sebagai *display*. Elemen pemanas yang digunakan dihubungkan dengan suplai listrik arus bolak - balik namun sebelumnya dilewatkan dulu ke sebuah rangkaian termokopel yang digunakan untuk mengatur besarnya panas yang dihasilkan oleh elemen pemanas tersebut. Alat ini dipasang antara *filter* solar dan pompa tekanan tinggi, sehingga dengan demikian solar yang akan masuk ke pompa tekanan tinggi ini dapat diatur temperaturnya.



Gambar 3.4 Skema Proses Pemanasan Biodiesel

Dari skema diatas bertujuan untuk mengendalikan temperatur keluaran solar dari pemanas yang akan menuju ke *bost pump*, dan berikut cara kerja dari pemanasan solar tersebut, kendali utama terletak pada termokontrol. Termokontrol tersebut menerima *input* dari sensor termokopel yang terletak di keluaran pemanas atau tepatnya sebelum masuk *bost pump*, *signal* masukan dari sensor akan diolah oleh termokopel yang kemudian termokopel tersebut akan memberikan *signal* keluaran kepada *relay* untuk *on* atau *off*, dan jika *relay* on maka akan ada arus listrik yang akan mengalir ke pemanas yang berarti pemanas tersebut sedang aktif dan sebaliknya.

3.3. Alat Ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut :

1. Tabung Ukur

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak biodiesel yang dikonsumsi oleh mesin diesel . Dengan spesifikasi sebagai berikut :



Gambar 3.5 Gelas ukur yang digunakan dalam pengujian

- Merk : *IWAKI pyrex*
- Kapasitas : 10 ml
- Akurasi : 0,03 ml

2. *Stopwatch*

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak biodiesel.

3. *Ampremeter*

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.



Gambar 3.6 Amperemeter dan Voltmeter

4. Omega meter

Alat ini digunakan untuk mengukur debit *syngas* yang masuk ke *venturi mixer* secara digital.

5. *Voltmeter*

Alat ini digunakan untuk mengukur tegangan listrik yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.

6. *Tachometer Digital*

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran *engine*.



Gambar 3.7. *Tachometer Digital*

7. *Digital Termocouple*

Alat ini digunakan untuk mengetahui besarnya *temperature* dengan cara menghubungkan *sensor temperature* ke saklar *digital termocouple*.



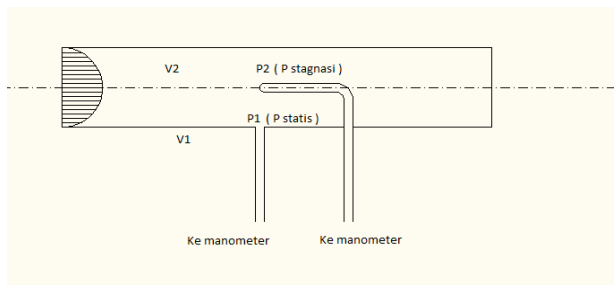
Gambar 3.8 *Termocouple Digital*

8. Pipet volumetric

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar *biodiesel* yang dikonsumsi oleh mesin diesel.

9. *Pitot static tube* dan Manometer V

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar *syngas* masuk yang disuplai keruang bakar.



Gambar 3.9 *Pitot Static Tube* $\theta=10^\circ$

Pitot static tube dihubungkan dengan manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada manometer yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui

syngas yang masuk ke ruang bakar dengan menggunakan persamaan *Bernoulli*.

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gz_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \quad (3.1)$$

dengan :

$$\begin{aligned} P_2 &= \text{Tekanan stagnasi (pada titik 2) } (Po) \\ P_1 &= \text{Tekanan statis (pada titik 1) } (Pa) \\ \rho &= \text{Massa jenis (kg/m}^3\text{)} \\ V_1 &= \text{Kecepatan di titik 1 (m/s)} \\ V_2 &= \text{Kecepatan di titik 2, kecepatan pada P} \\ &\text{stagnasi} = 0 \text{ (m/s)} \end{aligned}$$

Dengan mengansumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0 - P_1}{\rho} \quad (3.2)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_{udara}}} \quad (3.3)$$

dengan :

$$P_0 - P_1 = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h \quad (3.4)$$

$$\rho_{red\ oil} = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \quad (3.5)$$

Sehingga pada *inclined manometer* diperoleh persamaan,

$$P_0 - P_1 = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \quad (3.6)$$

h adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan $\theta = 10^\circ$, maka persamaan menjadi, Fox and Mc Donald'[16]:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{udara}}} \quad (3.7)$$

dimana :

$SG_{red\ oil}$: *Specific gravity red oil* (0.827)

ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m³)

ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.1447 kg/m³)

H : Total perbedaan ketinggian cairan pada *incline manometer* (m)

θ : Sudut yang digunakan pada *inclined manometer* (degree)

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah udara. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perhitungan *reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau bahkan *turbulent* sebagai berikut:

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho v D_1}{\mu} \quad (3.8)$$

Namun V_{max} merupakan kecepatan maksimal, terlihat dari profil kecepatan aliran pada *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi *pitot* berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* (\bar{V}) yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (3.9)$$

Dengan:

\bar{V} : Kecepatan rata – rata (m/s)

V_{max} : Kecepatan maksimal dari profil kecepatan aliran.

n : *variation of power law exponent*.

Yang di rumuskan sebagai berikut:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}} \quad (3.10)$$

untuk $Re_{V_{max}} > 4000$ (aliran *turbulent*).

Maka besar kecepatan rata-rata udara sebagai berikut :

$$\bar{V}_{udara} = \frac{\bar{V}}{V_{max}} \times V_{max} \quad (3.11)$$

Sedangkan untuk aliran *laminar* dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$\bar{V}_{udara} = 2V_{max} \quad (3.12)$$

3.4. Prosedur Pengujian

Secara garis besar dalam pengujian yang dilakukan dengan sistem *dual fuel* ini untuk mengoptimalkan pemakaian *syngas municipal waste*, mendapatkan viskositas dengan penambahan preheater pada bahan bakar biodiesel dan mengetahui unjuk kerja pada mesin diesel *dual fuel*.

Tahapan-tahapan pengujian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

3.4.1. Persiapan Pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut :

1. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, pelumas, system pendinginan, sistem bahan bakar, system udara masuk, melihat *flameableitas syngas* dan kesiapan generator listrik.
2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
3. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.4.2. Pengujian pada kondisi standar dengan bahan bakar Biodiesel

Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut:

1. Menghidupkan mesin diesel generator set.
2. Melakukan pemanasan mesin diesel selama ± 20 menit hingga pelumasan mesin merata. temperatur mesin mencapai temperatur kondisi operasi.
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 200 watt sampai dengan 2000 watt dengan interval kenaikan setiap 200 watt dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 2000 rpm setiap pembebanan.
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi minyak biodiesel setiap 10 ml.
 - Beda ketinggian manometer V.
 - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
6. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
7. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

3.4.3. Pengujian dengan bahan bakar kombinasi Syngas–biodiesel

1. Memasang *mixer* pada saluran isap motor diesel dimana komponen *mixer* ini telah terhubung dengan sistem penyedia *syngas*.
2. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta sistem penyuplai bahan bakar gas (*syngas*) dan biodiesel.
3. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan minyak biodiesel sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga ± 20 menit.

4. Memberikan beban mulai dari 200 watt sampai dengan 2000 watt dengan interval kenaikan setiap 200 Watt.
5. Katup *throttle* gas hasil gasifikasi dibuka penuh, *syngas* yang masuk akan diukur oleh *Pitot static tube* yang telah dihubungkan dengan *manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada manometer yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui *syngas* yang masuk ke ruang bakar.
6. Setiap variasi beban putaran *engine* harus tetap dijaga konstan 2000 rpm.
7. Setiap kenaikan beban dan variasi temperature pada bahan bakar biodiesel, maka dilakukan pencatatan terhadap:
 - Waktu konsumsi minyak biodiesel setiap 10 ml
 - Beda ketinggian *manometer* V.
 - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
8. Setelah pengambilan data seluruhnya selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap
9. Kemudian mengurangi jumlah aliran *syngas* yang masuk ke ruang bakar hingga tidak ada lagi suplai gas yang masuk ke *mixer*.
10. Membiarkan mesin diesel dalam kondisi tanpa beban kira-kira 5 menit, lalu mesin diesel dimatikan.

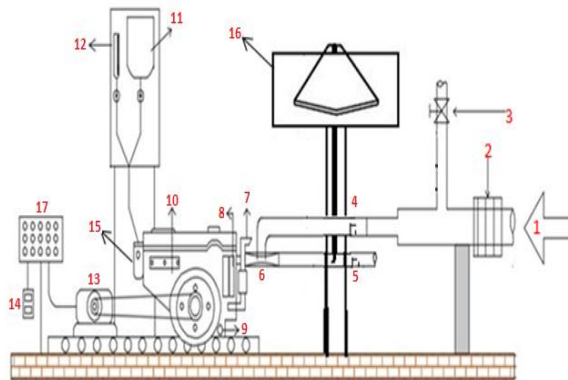
3.4.4. Pengujian dengan bahan bakar kombinasi *Syngas*–biodiesel dengan preheater

1. Memasang *mixer* pada saluran isap motor diesel dimana komponen *mixer* ini telah terhubung dengan sistem penyedia *syngas*.
2. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta sistem penyuplai bahan bakar gas (*syngas*) dan biodiesel.

3. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan biodiesel sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga ± 20 menit.
4. Menghidupkan alat *heater* bahan bakar dengan variasi temperature $25 - 70^{\circ}\text{C}$ dengan interval perubahan 15°C
5. Memberikan beban mulai dari 200 watt sampai dengan 2000 watt dengan interval kenaikan setiap 200 W.
6. Katup *throttle* gas hasil gasifikasi dibuka penuh, *syngas* yang masuk akan diukur oleh *Pitot static tube* yang telah dihubungkan dengan *manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui *syngas* yang masuk ke ruang bakar.
7. Setiap variasi beban putaran *engine* harus tetap dijaga konstan 2000 rpm.
8. Setiap kenaikan beban dan variasi *temperature* pada bahan bakar biodiesel, maka dilakukan pencatatan terhadap:
 - Waktu konsumsi minyak biodiesel setiap 10 ml
 - Beda ketinggian *manometer*
 - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
9. Setelah pengambilan data seluruhnya selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap
10. Kemudian mengurangi jumlah aliran *syngas* yang masuk ke ruang bakar hingga tidak ada lagi suplai gas yang masuk ke *mixer*.
11. Membiarkan mesin diesel dalam kondisi tanpa beban kira-kira 5 menit, lalu mesin diesel dimatikan.

3.5. Skema Percobaan

Percobaan ini dilakukan untuk mendapatkan viskositas yang baik, agar bahan bakar yang digunakan dapat terbakar dengan sempurna. Dan mengurangi konsumsi biodiesel dengan adanya sistem *dual fuel* tersebut.



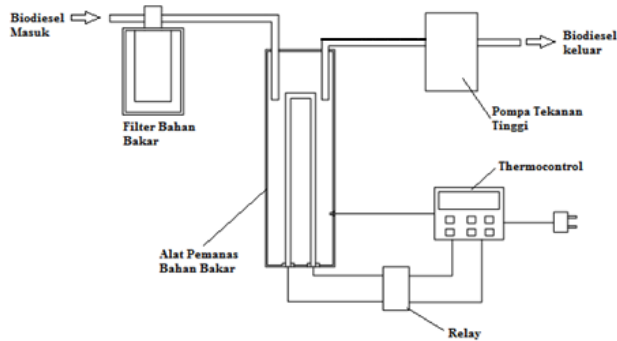
Gambar 3.10. Skema Percobaan

Keterangan

- | | |
|---|---------------------------------|
| 1. Gas <i>syngas</i> hasil gasifier | 11. Tank biodiesel |
| 2. Saringan <i>syngas</i> | 12. Gelas ukur |
| 3. Valve <i>syngas</i> yang <i>dibypass</i> | 13. Generator set |
| 4. Omega meter | 14. Voltage dan
ampere meter |
| 5. Pitot tube udara ke mesin | 15. Alat pemanas
bahan bakar |
| 6. Mixer | 16. Manometer V |
| 7. Temperatur gas buang | 17. Pembebanan
Lampu |
| 8. Temperatur air pendingin | |
| 9. Temperatur oli | |
| 10. Temperatur mesin | |

3.6. Skema Alat Pemanas Bahan -----

Alat pemanas bahan bakar biodiesel dipasang diantara saluran dari *filter* bahan bakar dan pompa tekanan tinggi. Alat tersebut terdiri dari tabung penampung bahan bakar, elemen pemanas, *thermocontrol*, *relay* dan sensor *thermocouple*. Skema peralatan pemanas bahan bakar ditunjukkan pada Gambar 3.11 berikut :



Gambar 3.11 Skema *Heater*

Mekanisme kerja dari alat pemanas bahan bakar dijelaskan sebagai berikut :

1. Bahan bakar biodiesel masuk melalui saluran masuk tabung *heater*.
2. Setelah temperatur input di set pada *thermocontrol* maka arus listrik akan mengalir melalui elemen pemanas, sehingga temperatur biodiesel tabung akan naik.
3. Suhu aktual biodiesel di dalam tabung heater akan terdeteksi oleh sensor thermocouple. Pada saat suhu aktual telah mencapai suhu input maka secara otomatis *thermocontrol* akan mengirimkan sinyal ke *relay* untuk memutuskan arus listrik yang mengalir sehingga temperatur biodiesel dapat dipertahankan sesuai temperatur *input*.
4. Proses pemanasan berlangsung *continue* dimana bahan bakar yang telah dipanasi akan keluar melalui saluran keluar tabung *heater* menuju pompa tekanan tinggi untuk diinjeksikan ke ruang bakar.

3.7. Rancangan Eksperimen

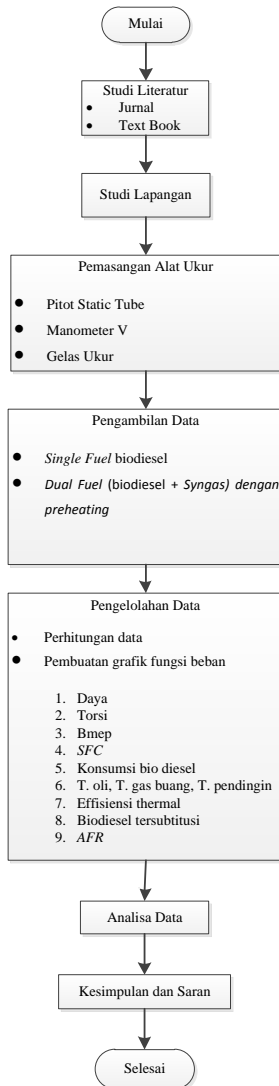
Dalam perancangan eksperimen ini ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dalam percobaan ini dengan menetapkan parameter *input* dan parameter *output* yang dinyatakan dalam tabel 3.1 yaitu :

Tabel 3.1 Parameter Eksperimen

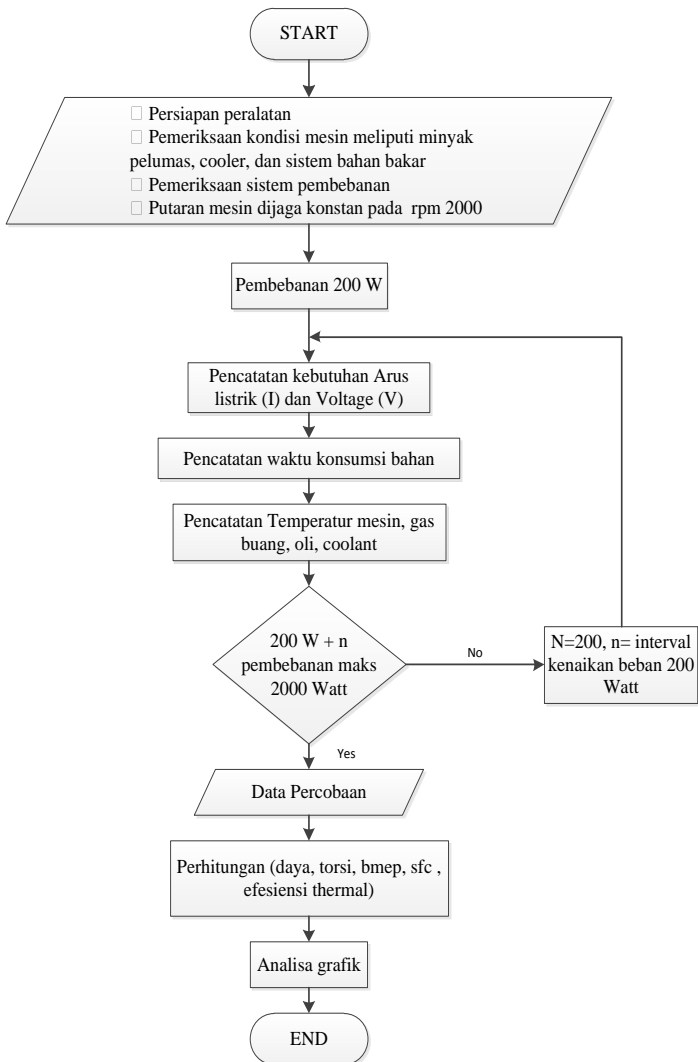
Parameter Input			Parameter Output		Hasil
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung	Grafik
	Temperatur	Beban Listrik			
<ul style="list-style-type: none"> - Type generator set mesin Diesel - Putaran mesin diesel 2000 rpm - Bahan bakar: <i>syngas</i> dan biodiesel - Metode pemasukan <i>syngas</i> dengan <i>mixer</i>. - Volume gelas ukur bahan bakar biodiesel 10 ml 	Temperatur 25 °C (tanpa pemanasan), 40 °C, 55 °C, 70 °C	<ul style="list-style-type: none"> • Pembebanan listrik 200W-2000 W dengan interval 200W 	<ul style="list-style-type: none"> - t konsumsi bahan bakar Biodiesel 10ml - \dot{m}_{syngas} - \dot{m}_{udara} - Suhu Operational : $T_{air\ pendingin}$, $T_{gas\ buang}$, T_{engine} dan T_{oli} - $\dot{m}_{pelumas}$ - Beban : Volt dan Arus 	<ul style="list-style-type: none"> - Unjuk kerja mesin <i>diesel dual fuel</i> : Daya, Torsi, Bmep, SFC, dan Efisiensi Termis. - AFR - Biodiesel Tersubstitusi (%) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Ne vs Beban ▪ Ne vs Temperatur ▪ Torsi vs Beban ▪ Torsi vs Temperatur ▪ BMEP vs Beban ▪ BMEP vs Temperatur ▪ SFC vs Beban ▪ SFC vs Temperatur ▪ Substitusi biodiesel vs Beban ▪ Substitusi biodiesel vs Temperatur ▪ AFR vs Beban ▪ AFR vs Temperatur ▪ η_{th} vs Beban ▪ η_{th} vs Temperatur

3.8. Flowchart Penelitian

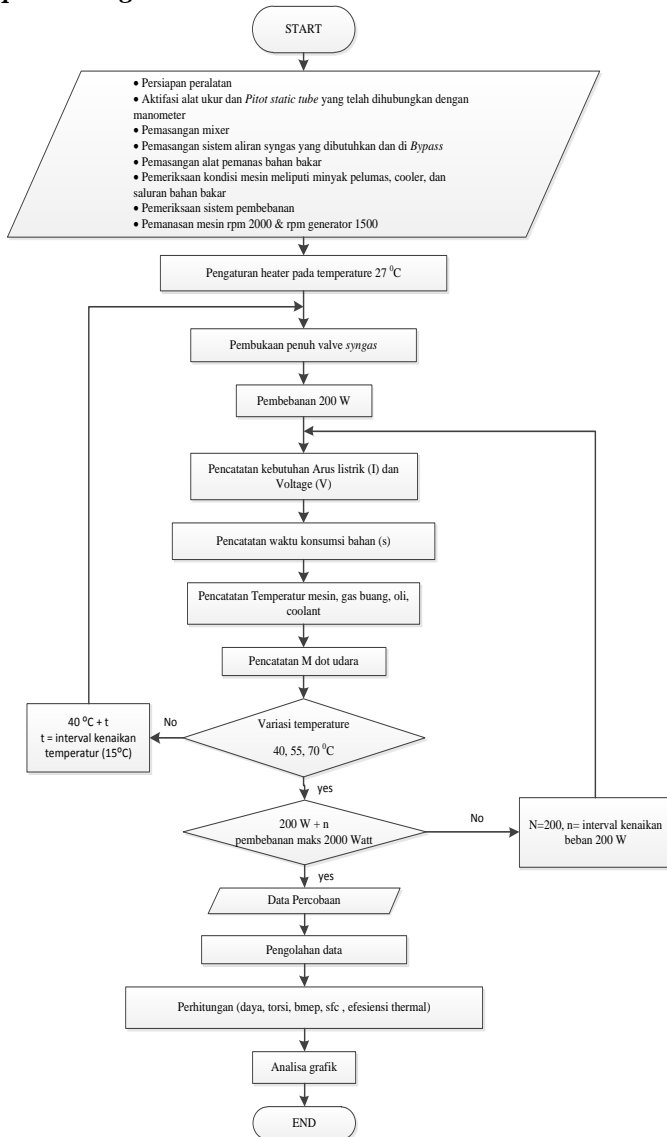
3.8.1 Flowchart Pengambilan data



3.8.2 Flowchart Pengujian Single Fuel System



3.8.3 Flowchart Pengujian Dual Fuel System dengan preheating



Halaman ini sengaja di kosongkan

BAB IV DATA DAN ANALISA

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dimaksud adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain daya, torsi, *b MEP*, *sfc*, *afr*, *efisiensi thermal*, dan substitusi biodiesel. Adapun data hasil penelitian seluruhnya dapat dilihat pada lampiran.

4.1. Data pendukung

a. Densitas *syn-gas* ($\rho_{syn-gas}$)

Berdasarkan hasil uji yang dilakukan indarto[15]. Bahwa kandungan yang ada dalam gas yang berasal dari briket *municipal solid waste* adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Tabel besarnya komposisi kandungan *syngas* yang berasal dari briket *municipal solid waste* (MSW).

Komposisi	Persentase volume (%)	ρ (Kg/m ³), pada T = 300 K [18]	μ (10 ⁻⁵ Pa S), pada T = 20 ° C [18]
CO	9,99	1,165	1,74
H ₂	6,60	0,0899	0,88
CH ₄	6,64	0,688	0,99
CO ₂	2,74	1,842	1,47
N ₂	66,99	1,165	1,76
O ₂	7,65	1,331	2,04

Dari hasil pengujian tersebut, maka nilai massa jenis *syngas municipal solid waste* dapat diketahui, yaitu dengan cara menjumlahkan massa jenis dari setiap unsur kimia yang ada sesuai dengan prosentasenya, sehingga didapatkan massa jenis *syngas* untuk tekanan 1 atm sebagai berikut :

$$\rho_{syngas} = \sum_{i=1}^n (X_i \times \rho_i)$$

Dimana : Xi = Persentase volume unsur kimia yang terganggu

dalam *syn-gas* (%)
 ρ_i = Massa jenis masing-masing unsur kimia yang
 terkandung dalam *syn gas* (kg/m³)

$$\begin{aligned}\rho_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (0,099 \times 1,165) + (0,066 \times 0,0899) + (0,064 \times 0,688) + \\ &\quad (0,0274 \times 1,842) + (0,6699 \times 1,165) + (0,0765 \times 1,331) \\ &= 1,098 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

a. Nilai kalor bawah (*lower heat value*)

Dari prosentase komposisi *syngas* dapat dilakukan perhitungan *Low heating value* (LHV) pada *synthetic gas* dengan persamaan 2.3 yaitu :

$$\text{LHV}_{\text{GAS}} = \sum_{i=1}^n (Y_i \times \text{LHV}_i)$$

Dimana :

Y_i = Persentase volume gas yang terbakar (CO, CH₄, H₂)

LHV_i = Nilai kalor bawah *syngas* (CO, CH₄, H₂)

Nilai LHV_i dapat dilihat pada tabel di bawah LHV_i dari gas yang terbakar (CO, CH₄, H₂). Berikut perhitungan *Low heating value syngas* :

Tabel 4.2. Tabel nilai LHV kandungan *syngas* [15]

Nilai kalor bawah (LHV _i) gas yang terbakar		
CO (kJ/ m ³)	H ₂ (kJ/ m ³)	CH ₄ (kJ/ m ³)
12696	35866	10768

- Y_i untuk gas CO = 9,99% = 0,0999
- Y_i untuk gas H₂ = 6.66% = 0,0666

$$\text{Yi untuk gas CH}_4 = 6,04\% = 0,0604$$

$$LHV_{syngas} = \sum_{i=1}^n (0,0999 \times 12696) + (0,0666 \times 35866) + (0,0664 \times 10768)$$

$$LHV_{syngas} = 4375,6 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3}$$

Jadi untuk nilai *lower heating value* adalah sebagai berikut :

$$LHV_{syngas} = 4375,6 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} : \rho_{syngas}$$

$$LHV_{syngas} = 4375,6 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \times \frac{1}{1,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$LHV_{syngas} = 3980 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

b. Properties biodiesel

Tabel 4.3. Tabel viskositas, densitas kandungan biodiesel dan solar

No	Temperature (°C)	Viskositas biodiesel (Cst)	Densitas biodiesel (gr/m ³)	Viskositas solar (Cst)	Densitas solar (gr/m ³)
1	27	4.2	0.866	3.6	0.850
2	40	4	0.854	3.3	0.844
3	55	3.8	0.845	3	0.833
4	70	3.5	0.833	2.8	0.822

Tabel 4.4 Komparasi *Properties* bahan bakar diesel

Sifat-sifat	Solar	Bio Diesel
Nilai kalor (LHV) (kg/kj)	40.297.32	37.144,13
Spesifik gravity (gr/cm ³)	0,857	0,870
Viscositas kinematis (Cst)	5,16	6,72
Angka Cetane	45	60

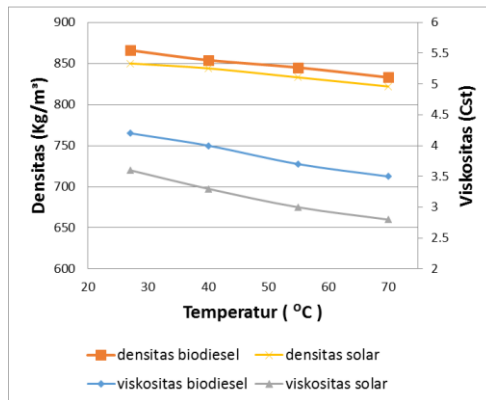
Tabel 4.5 Tegangan permukaan bahan bakar biodiesel

Temperatur	Tegangan Permukaan α	
	(N/m)	dyne/cm
27 °C	0.071	71.4
40 °C	0.066	65.8
55 °C	0.065	64.9
70 °C	0.062	61.8

4.2. Uji Masa Jenis Dan Viskositas Kinematik Biodiesel Dengan Variasi Temperatur

Hasil pengujian massa jenis dan viskositas minyak solar dan biodiesel tersaji pada Gambar 4.1 yang mengilustrasikan pengaruh temperatur terhadap viskositas dan massa jenis biodiesel. Garis harisontal menunjukkan perubahan temperatur, sedangkan garis virtikal kiri menunjukkan perubahan viskositas, dan garis vertikal kanan menunjukkan perubahan massa jenis.

Gambar 4.1 dapat disimpulkan bahwa massa jenis biodiesel dan solar menurun seiring dengan meningkatnya temperatur biodiesel dan solar, serta penurunan massa jenis solar lebih drastis dibandingkan dengan biodiesel. Pada temperatur yang sama, massa jenis biodiesel lebih tinggi daripada solar.



Gambar 4.1 Grafik Viskositas dan Densitas terhadap *Temperature*

Peristiwa perubahan viskositas dapat dijelaskan dengan teori termodinamika yang menyatakan bahwa semakin tinggi temperatur suatu *fluida*, molekul *fluida* akan bergerak cepat sehingga secara makro akan meningkatkan tekanan. Jika tidak terdapat batas pada materi tersebut maka materi akan mengembang dan memperlebar jarak antar molekulnya. Jarak antar molekul yang lebar akan mengakibatkan kerapatan (*densitas*) dan viskositas semakin menurun (Annamalai, 2002).

4.3. Perhitungan unjuk kerja

Perhitungan yang dihitung dibawah ini adalah untuk sistem *dual fuel* dilakukan pada massa aliran udara 0.00102 kg/s. Pemanasan biodiesel dengan *temperature* 40 °C. Perbandingan dilakukan pada pembebanan lampu 2000 watt dengan data-data yang dimiliki sebagai berikut :

- a. Aliran bahan bakar *syngas* masuk

Pengukuran aliran *syngas* masuk menggunakan perhitungan dengan menggunakan *omegameter* dan didapatkan debit dan dimasukan perhitungan sehingga di dapat massa alir *syngas*

$$\begin{aligned} \dot{m}_{syngas} &= \frac{\rho_{syngas} \cdot Q_{syngas}}{60} \\ \dot{m}_{syngas} &= \frac{1,1 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,6 \frac{l}{min} \times 10^{-3}}{60} \\ &= 2,93 \times 10^{-5} \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

- b. Aliran Udara Pembakaran

Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan menggunakan *pitot-static tube* yang dihubungkan dengan *incline manometer* menggunakan persamaan berikut, yaitu:

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{red\ oil} \times g \times 2 \cdot \Delta y \sin \theta}{\rho_{udara}}}$$

dimana:

- SGred oil : *Specific gravity red oil* (0.827).
 ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m³, T = 25°C).
 ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.23 kg/m³, T = 25°C).
 Δy : Selisih ketinggian cairan pada *manometer*.
 θ : Besar sudut yang digunakan pada *incline manometer* (10°).

Kecepatan aliran udara maksimal dapat dihitung sebagai berikut:

$$V_{Max} = \sqrt{\frac{2(\rho_{redoil} \cdot g \cdot h)}{\rho_{udara}}}$$

$$V_{Max} = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{redoil} \cdot g \cdot \Delta h)}{\rho_{udara}}}$$

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{redoil} \cdot g \cdot 2L \sin 10)}{\rho_{udara}}}$$

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2(999\text{kg/m}^3 \cdot 0,827 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 2,001\text{m} \cdot 0.174)}{1,23 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V_{max} = 2.14152 \frac{m}{s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah udara. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perhitungan *reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminer* atau bahkan *turbulent* sebagai berikut:

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho v D_1}{\mu}$$

Diketahui,

- $D = 0.03675 \text{ m}$
- $\rho_{udara} = 1,1447 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{udara} = 0.018^{-3} \text{ N.s/m}^2$

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho v D_1}{\mu}$$

$$Re_{V_{max}} = \frac{\left(1,23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(2,14152 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times (0.03675 \text{m})}{0,018^{-3} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^3}}$$

$$Re_{V_{max}} = 5377,8921 \text{ (Aliran Turbulent)}$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan *turbulent* diatas, *Fox and McDonald* [16] yaitu:

Untuk $Re_{V_{max}} > 4000$ digunakan $\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$

$$n = -1.7 + 1.8 \log(5377,8921)$$

$$n = 5,01$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2 \times n^2}{(n+1)(2 \times n + 1)}$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2 \times 5,01^2}{(5,01 + 1)(2 \times 5,01 + 1)}$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = 0,757$$

Maka besar kecepatan rata-rata udara sebagai berikut :

$$\bar{V}_{udara} = 0.757 \times V_{max}$$

$$\bar{V}_{udara} = 0.757 \times 2.14152$$

$$\bar{V}_{udara} = 1.6211 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dengan mengetahui kecepatan udara maka nilai dari laju massa aliran udara (*air mass flowrate*) dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \cdot A_{udara} \cdot \bar{V}_{udara}$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= 1,23 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \times 0,03675^2 \right) \cdot 1.6211 \frac{m}{s} \\ &= 0,00211 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

c. Massa Alir Biodiesel

Untuk menghitung laju aliran bahan bakar biodiesel (*biodiesel mass flowrate*) pada *temperature* 40 °C digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{biodiesel} &= \frac{m_{biodiesel}}{t_{biodiesel}} \frac{kg}{s} \\ m_{biodiesel} &= \rho_{biodiesel} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot V_{biodiesel} (m^3) \\ m_{biodiesel} &= \rho_{H_2O} \cdot SG_{biodiesel} \cdot V_{biodiesel} \\ m_{biodiesel} &= 999 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot 0,85 \cdot 0,00001 (m^3) \\ &= 0,0085 \text{ kg}\end{aligned}$$

maka

$$\begin{aligned}\dot{m}_{biodiesel} &= \frac{m_{biodiesel}}{t_{biodiesel}} \frac{kg}{s} \\ \dot{m}_{biodiesel} &= \frac{0,0085}{40} \frac{kg}{s} \\ &= 0,000213 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Mass flowrate biodiesel untuk pengujian *single fuel* biodiesel dengan beban 2000 w :

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{biodiesel} &= \frac{m_{biodiesel}}{t_{biodiesel}} \frac{kg}{s} \\
m_{biodiesel} &= \rho_{biodiesel} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot V_{biodiesel} (m^3) \\
m_{biodiesel} &= \rho_{H_2O} \cdot SG_{biodiesel} \cdot V_{biodiesel} \\
m_{biodiesel} &= 999 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot 0,86.0,00001 (m^3) \\
&= 0,0086 \text{ kg}
\end{aligned}$$

Maka

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{biodiesel} &= \frac{m_{biodiesel}}{t_{biodiesel}} \frac{kg}{s} \\
\dot{m}_{biodiesel} &= \frac{0,0086}{24} \frac{kg}{s} \\
&= 0,000358 \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

4.3.1 Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (N_e), yang mana satuannya dalam bentuk killowatt. Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini :

$$N_e = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000} \text{ KW}$$

Daya untuk percobaan *single-fuel* biodiesel dengan beban 2000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$N_e = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000}$$

$$Ne = \frac{220.8.9.1}{0,9.0,95.1000} \text{ KW}$$

$$= 2,290 \text{ KW}$$

Daya untuk percobaan *dual-fuel* dengan beban 2000 watt dengan $\dot{m}_{\text{udara}} 0,00211 \text{ kg/s}$, pada pemanasan biodiesel suhu 40°C :

$$Ne = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{\text{gen}} \cdot \eta_{\text{transmisi}} \cdot 1000}$$

$$Ne = \frac{220.8.9.1}{0,9 \cdot 0,95.1000} \text{ KW}$$

$$= 2,290 \text{ KW}$$

4.3.2 Torsi

Perhitungan torsi menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2.3,14.n} \text{ N.m}$$

Torsi untuk pengujian *single fuel* dengan pembebanan 2000 watt :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2.3,14.n} \text{ N.m}$$

$$M_t = \frac{60000.2,290}{2.3,14.2000} \text{ N.m}$$

$$M_t = 10.940 \text{ N.m}$$

Torsi untuk pengujian *dual fuel* dengan pembebanan 2000 watt, pada $\dot{m}_{\text{udara}} 0,00211 \text{ kg/s}$, pada pemanasan biodiesel suhu 40°C

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2.3,14.n} \text{ N.m}$$

$$M_t = \frac{60000.2,290}{2.3,14.2000} \text{ N.m}$$

$$M_t = 10,940 \text{ N.m}$$

4.3.3 Tekanan efektif rata-rata

Perhitungan tekanan efektif rata-rata menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$bmep = \frac{1,341.450000.N_e}{Z.A.l.n.i} \frac{kg}{cm^2}$$

Untuk pengujian *single fuel* biodiesel dengan pembebanan 2000 watt

$$bmep = \frac{1,341.450000.N_e}{Z.A.l.n.i} pa$$

$$bmep = \frac{1,341.450000.2,290}{1.353.2000.0,5} pa$$

$$bmep = 3709.895 pa$$

Untuk pengujian *dual fuel* biodiesel dengan pembebanan 2000 watt, dengan m_{udara} 0,00211 kg/s, pada pemanasan biodiesel suhu 40 °C:

$$bmep = \frac{1,341.450000.N_e}{Z.A.l.n.i} pa$$

$$bmep = \frac{1,341.450000.2,290}{1.353.2000.0,5} pa$$

$$bmep = 3709.895 pa$$

4.3.4 Spesific fuel consumption

Perhitungan *spesific fuel consumption* menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$sfC_{single} = \frac{3600.m_{biodiesel}}{N_e}$$

Untuk perhitungan *single fuel* dengan pembebanan 2000 watt

$$sfC_{single} = \frac{3600.m_{biodiesel}}{N_e}$$

$$sfC_{single} = \frac{3600.0,000358}{2,290}$$

$$sfc_{single} = 0,563 \frac{kg}{KW h}$$

Untuk pembebanan *spesific fuel consumption dual fuel* menggunakan rumusan sebagai berikut, dengan pengujian pada 2000 watt dengan \dot{m}_{udara} 0,00211 kg/s, pada pemanasan biodiesel suhu 40 °C:

$$sfc_{dual} = \frac{(\dot{m}_{biodiesel} + \dot{m}_{syngas}).3600}{N_e}$$

$$sfc_{dual} = \frac{(0,000213+0,0000293).3600}{2,290}$$

$$sfc_{dual} = 0,380 \frac{kg}{kw h}$$

Besarnya pergantian *syngas* terhadap bahan bakar biodiesel pada beban 2000 watt dengan \dot{m}_{udara} 0,00211kg/s, pada pemanasan biodiesel suhu 40 °C dengan persamaan dibawah ini :

$$\%BB_{biodiesel} \text{ tersubstitusi} = \frac{\dot{m}_{biodiesel \text{ single}} - \dot{m}_{biodiesel \text{ dual}}}{\dot{m}_{biodiesel \text{ single}}} \times 100\%$$

$$\%BB_{biodiesel} \text{ tersubstitusi} = \left(\frac{0,000358 - 0,000213}{0,000358} \right) \times 100\%$$

$$\%BB_{biodiesel} \text{ tersubstitusi} = 40,69\%$$

4.3.5. Rasio udara-bahan bakar

Untuk mendapatkan pembakaran yang ideal maka diperlukan rasio udara bahan bakar yang tepat. Maka rasio udara-bahan bakar yang didapatkan adalah sebagai berikut :

Untuk *dual-fuel* dengan \dot{m}_{udara} 0,00211 kg/s, pada pemanasan biodiesel suhu 40 °C, pada pembebanan 2000 watt :

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{biodiesel} + \dot{m}_{syngas}}$$

$$AFR = \frac{0,00211 \frac{kg}{s}}{(0,000213 + 0,0000293) \frac{kg}{s}}$$

$$AFR = 8.708$$

4.3.6. Effisiensi *thermal*

a. η_{th} *Dual-Fuel*:

Untuk *dual-fuel* dengan \dot{m}_{udara} 0,00211 kg/s, pada pemanasan biodiesel suhu 40 °C, pada pembebanan 2000 watt :

$$\eta_{th} = \left(\frac{Ne}{\left(\left(\dot{m}_{syngas} \cdot \dot{LHV}_{syngas} \right) + \left(\dot{m}_{biodieseldual} \cdot \dot{LHV}_{biodieseldual} \right) \right)} \right) \times 100\%$$

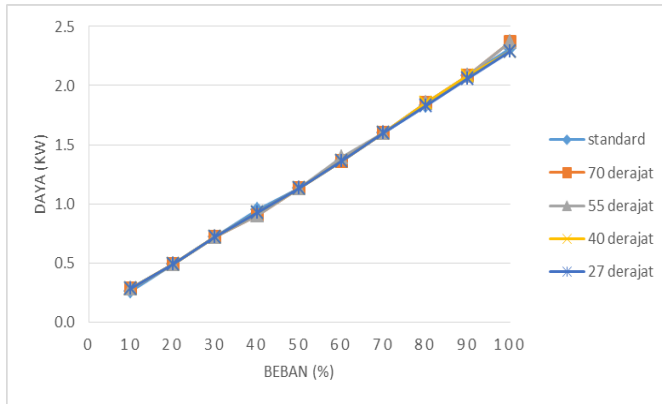
$$\eta_{th} = \left(\frac{2.290}{((0,0000293 \cdot 3980) + (0,000213 \cdot 37144,18))} \right) \times 100\%$$

$$= 28.590\%$$

4.4. Analisa Unjuk kerja.

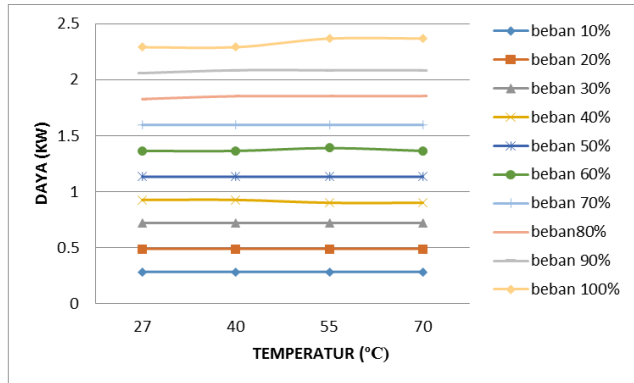
4.4.1 Daya (Ne)

Daya adalah ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja persatuan waktu yang dinyatakan dalam kilowatt (KW). Unit generator set beroperasi pada putaran stasioner atau konstan pada putaran 2000 rpm, untuk menghasilkan tegangan listrik yang stabil pada besaran 220 V. Gambar 4.2 di bawah ini merupakan grafik nilai daya fungsi beban, pada variasi temperatur 27 °C, 40 °C, 55 °C dan 70 °C.



Gambar 4.2 Grafik Daya Efektif fungsi Beban Listrik

Grafik nilai daya di atas mempunyai *Trend* nilai daya naik seiring dengan meningkatnya nilai beban yang diterima dan kecenderungan bahwa tidak ada perbedaan nilai daya yang dihasilkan antara pengoperasian *dual fuel* dan *sigle fuel* biodiesel. Hal ini terjadi karena dengan bertambahnya beban listrik maka jumlah minyak biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran *engine* konstan, karena pada saat beban listrik ditambah maka beban putaran generator bertambah berat dan putaran *engine* turun. Putaran tersebut dinaikkan kembali, dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar minyak biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pada pompa injeksi minyak biodiesel yang diatur oleh *governor*. Viskositas yang lebih tinggi dibandingkan solar membuat atomisasi biodiesel kurang baik. Akibatnya pembakaran menjadi kurang sempurna di ruang bakar. Tetapi Nilai viskositas biodiesel turun seiring kenaikan temperatur pemanasan. Pada dasarnya jika viskositas semakin turun maka hasilnya semakin baik karena droplet yang disemprotkan semakin halus dan atomisasi semakin baik sehingga pembakaran menjadi sempurna dan nilai daya mengalami kenaikan.



Gambar 4.3 Grafik Daya Efektif fungsi Temperature

Pada Gambar 4.3 di atas menunjukkan adanya kenaikan nilai daya sebesar 0.77% yang dicapai pada temperatur pemanasan biodiesel *temperature* 70 °C dan putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan dengan biodiesel temperatur 27 °C (standar) pada putaran mesin yang sama. Bahwa setiap bertambahnya *temperature* daya yang dihasilkan relative konstan, di setiap kenaikan pembebanan. Hal ini disebabkan karena pada pengoperasian *dual-fuel*, putaran mesin dijaga konstan untuk mendapatkan tegangan listrik yang stabil, dengan mengatur jumlah pasokan laju alir minyak biodiesel dengan mekanisme *governor*. Laju alir massa bahan bakar gas yang masuk dijaga konstan. Sesuai dengan bukaan kran yang disularkan secara langsung menuju *engine*.

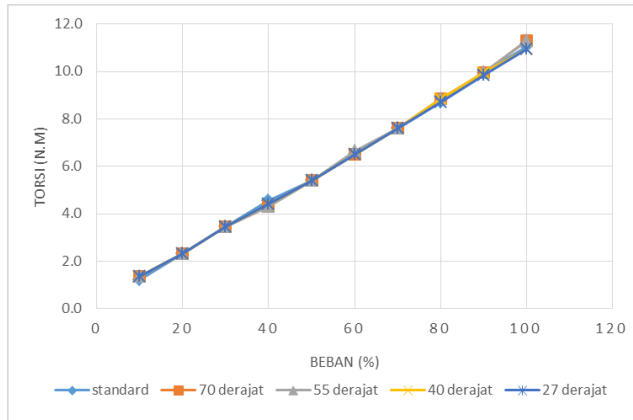
$$Ne = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000} \text{ KW}$$

Dari perumusan diatas, apabila nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ bernilai tetap maka nilai Ne akan sebanding dengan nilai I (arus listrik). Hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ yang tetap maka dengan semakin bertambahnya beban yang diberikan akan menyebabkan tingginya arus listrik (I) yang dibutuhkan, sehingga

daya yang yang diperlukan juga akan naik. Idealnya untuk putaran mesin konstan daya akan sebanding dengan bertambahnya beban.

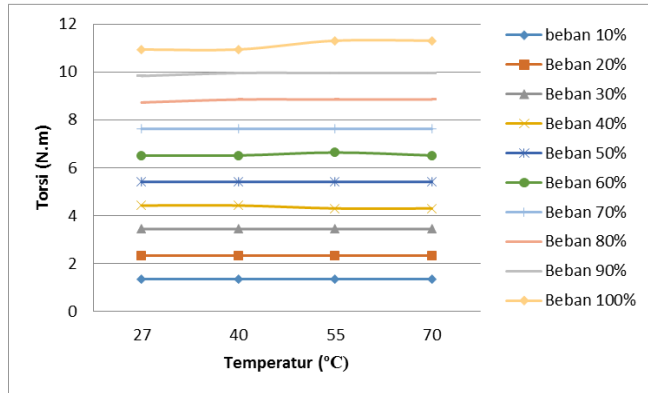
4.4.2 Torsi (Mt)

Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin. Di bawah ini adalah grafik torsi fungsi beban untuk percobaan *single fuel biodiesel* dan *dual-fuel*.



Gambar 4.4 Grafik Torsi fungsi Beban Listrik

Grafik torsi mesin fungsi beban listrik ini memiliki karakteristik yang sama dengan grafik daya efektif, yaitu nilai torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diterima mesin. Pada pengujian kali ini putaran mesin berputar secara *stasioner*, maka perubahan nilai torsi bergantung variasi daya efektif, yang pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya efektif fungsi beban listrik.



Gambar 4.5 Grafik Torsi fungsi Temperatur

Pada Gambar 4.5 menunjukkan adanya kenaikan nilai torsi sebesar 0.80% yang dicapai pada temperatur pemanasan biodiesel *temperature* 70 °C dan putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan dengan biodiesel temperatur 27 °C (tanpa pemanasan) pada putaran mesin yang sama. Bahwa setiap kenaikan temperature maka torsi yang dihasilkan hampir relative sama dengan variasi pembebanan yang berbeda. Pada kedua grafik ini didapatkan tidak ada perbedaan signifikan antara nilai torsi sistem *single-fuel* dan *dual-fuel*, hal ini dikarenakan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil karena putaran mesin yang dijaga konstan di putaran 2000 rpm dengan melakukan kontrol pada pemasukkan bahan bakar minyak biodiesel menggunakan mekanisme *governor*.

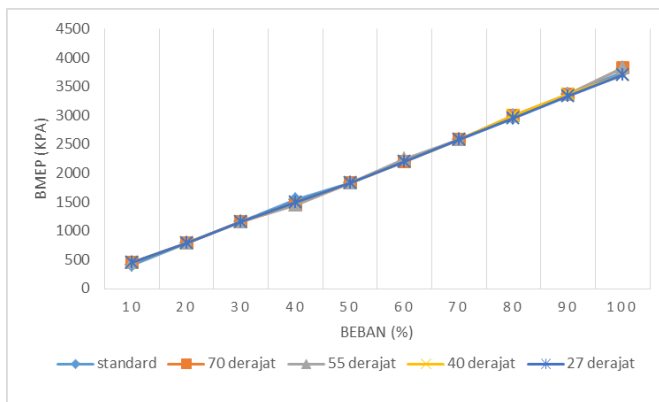
$$Mt (Nm) = \frac{Ne \times 60}{n \times 2\pi}$$

Persamaan di atas menunjukkan nilai torsi bergantung pada nilai daya (Ne) dan putaran *engine* (n). Karena dalam pengujian ini putaran *engine* dijaga konstan, maka torsi berbanding lurus dengan daya yang diberikan, semakin besar daya yang diberikan

mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar.

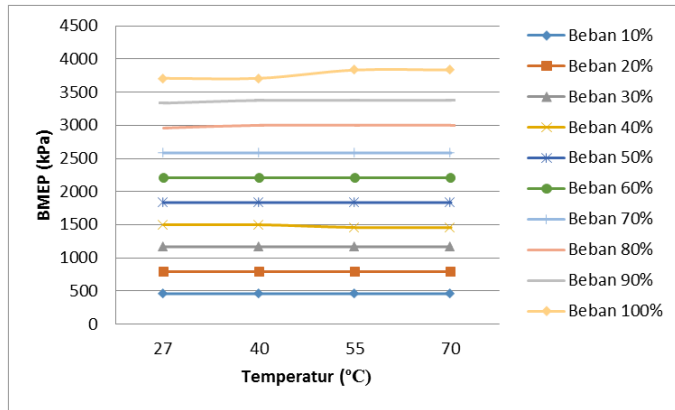
4.4.3 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Brake mean effective pressure atau tekanan efektif rata-rata didefinisikan dengan tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Jika diambil tekanan berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston.



Gambar 4.6 Grafik Bmep fungsi Beban Listrik

Berdasarkan grafik *bmp* fungsi beban diatas, terlihat bahwa nilai *bmp* mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Hal ini berlaku terhadap semua pengujian, baik yang *single-fuel* biodiesel maupun *dual-fuel*. Dari grafik *bmp* fungsi beban diatas juga terlihat nilai *bmp* untuk semua pengujian (*single-fuel* dan *dual-fuel*) dan pada pembebanan yang sama, nilai *bmp* tidak berbeda jauh.



Gambar 4.7 Grafik Bmep fungsi Temperature

Berdasarkan grafik *bmp* fungsi temperatur diatas, terlihat bahwa nilai *bmp* mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Kenaikan temperatur biodiesel membuat nilai *bmp* dari pengujian biodiesel sedikit meningkat, dimana terdapat kenaikan nilai *bmp* biodiesel sebesar 0.81% yang dicapai pada temperatur pemanasan 70 °C dengan putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan dengan temperatur biodiesel 27 °C (tanpa pemanasan) dengan putaran yang sama. Hal ini sesuai dengan perumusan *bmp*. Nilai *bmp* didapat melalui persamaan:

$$bmp = \frac{NexZx60}{A x l x n x i} (N/m^2)$$

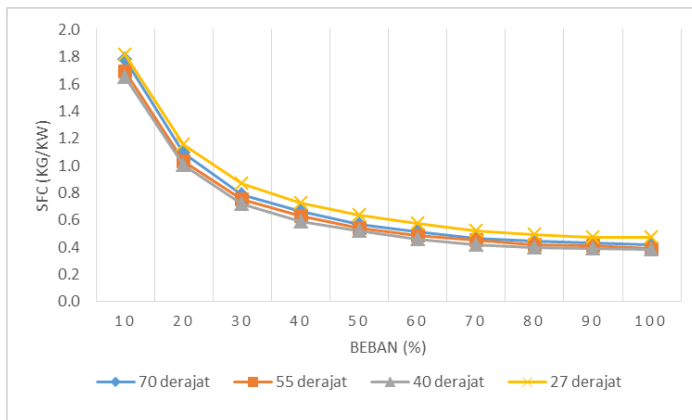
Berdasarkan perumusan di atas dapat dilihat bahwa variabel yang mempengaruhi perubahan nilai *bmp* adalah daya mesin (*Ne*), sementara variabel yang lain bernilai konstan termasuk putaran mesin (*n*). Sehingga pada semua pengujian, nilai *Ne* untuk beban yang sama akan mempunyai nilai yang tidak jauh berbeda selama putaran mesin konstan.

Besar nilai antara daya, *torsi*, dan tekanan efektif mempunyai trend grafik yang sama. Hal ini di pengaruhi oleh governor yang ada pada mesin diesel, yang mana fungsi dari

governor itu adalah sebagai pengontrol sumber energi ke penggerak utama untuk mengontrol daya. Sehingga apabila putaran pada mesin diesel dijaga konstan kemudian beban ditambahkan maka yang akan terjadi adalah nilai dari daya, torsi dan tekanan efektif rata-rata mengalami kenaikan.

4.4.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*sfc*)

Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) adalah jumlah massa bahan bakar yang dibutuhkan mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 KW selama 1 jam. Gambar 4.8 di bawah merupakan grafik *Sfc* total bahan bakar pada pengoperasian *single-fuel biodiesel* dan *dual-fuel* fungsi beban dengan variasi temperatur 27 °C, 40 °C, 55 °C, dan 70 °C

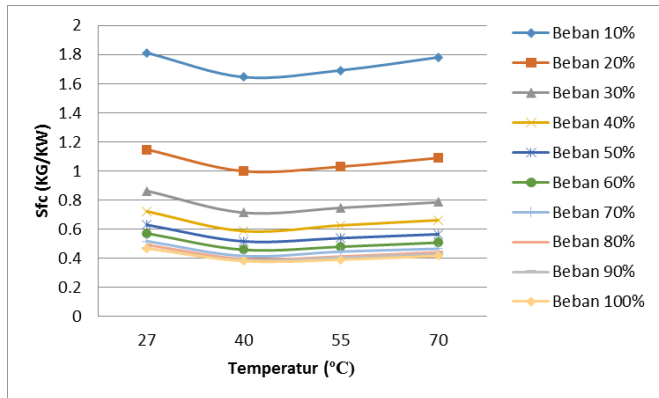


Gambar 4.8 Grafik *Specific Fuel Consumption dual fuel* fungsi Beban

Semakin banyak bahan bakar *syngas* yang dimasukkan pada ruang bakar, semakin sedikit *biodiesel* yang diinjeksikan. Penambahan debit udara yang melalui *mixer venturi* menyebabkan semakin banyak *syngas* yang masuk kedalam ruang pembakaran. Maka dari itu nilai dari *sfc* semakin bertambah. Persamaan *sfc* secara umum sebagai berikut:

$$sfc_{dual} = \frac{3600.(m_{biodiesel} + m_{syngas})}{Ne}$$

Berdasarkan grafik *sfc* fungsi beban, nilai *sfc* untuk semua pengujian mengalami penurunan dengan bertambahnya pembebanan. Demikian pula saat *dual fuel syngas*, ketika konsumsi *syngas* terjaga konstan akibat debit udara yang melalui *mixer venturi* tetap untuk setiap pembebanan, *mass flowrate syngas* tidak berubah konsumsi biodiesel semakin lama. Namun, seiring dengan penambahan beban dan *mass flowrate syngas* yang konstan, waktu konsumsi biodiesel akan menurun. Sehingga nilai *sfc* menurun dengan penambahan beban, pada massa alir udara yang sama.



Gambar 4.9 Grafik *Spesifik Fuel Consumption Dual Fuel* fungsi *Temperature*

Bahwa perubahan temperatur biodiesel akan menurunkan Sfc. Secara teoritis dapat dijelaskan bahwa penurunan ini disebabkan oleh pemanasan biodiesel yang mengakibatkan kekentalan/ viskositas biodiesel akan menurun (Gambar 4.9) sehingga saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar dapat membentuk butiran-butiran kabut bahan bakar yang lebih halus,

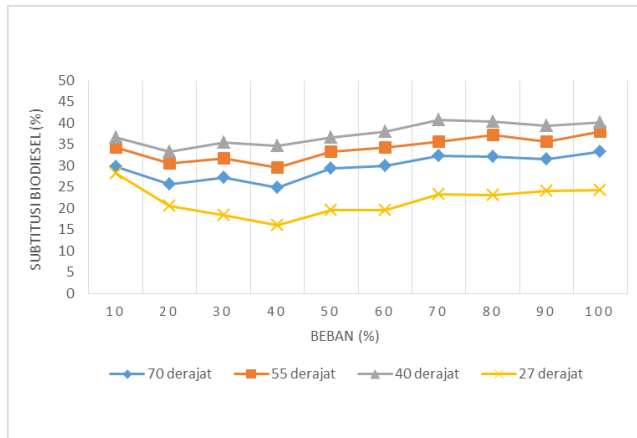
dengan kondisi seperti ini maka proses pencampuran bahan bakar dengan udara akan lebih homogen sehingga bahan bakar akan lebih mudah terbakar dan menyebabkan persentase bahan bakar yang terbakar akan meningkat. Dengan semakin besarnya jumlah bahan bakar yang terbakar maka peningkatan tekanan yang terjadi dalam ruang bakar akibat pembakaran akan membesar yang pada akhirnya akan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh motor bakar. Sehingga dengan beban yang sama konsumsi bahan bakar akan berkurang. Bahwa penurunan konsumsi dan Sfc bahan bakar hanya terjadi sampai biodiesel mencapai temperatur 40 °C dengan putaran konstan 2000 rpm yakni dengan presentase penurunan sebesar 15,60 % jika dibandingkan nilai Sfc biodiesel pada temperatur 27 °C (tanpa pemanasan) pada putaran mesin yang sama, selebihnya bila biodiesel terus dinaikkan temperaturnya maka konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan motor akan lebih besar jika dibandingkan dengan saat menggunakan biodiesel yang bertemperatur 40 °C.

Peningkatan ini dapat terjadi karena dengan meningkatnya temperatur biodiesel akan menyebabkan biodiesel menjadi lebih mudah terbakar sehingga akan mempersingkat periode persiapan pembakaran (*ignition delay*). maka periode pembakaran cepat akan terjadi jauh sebelum piston mencapai TMA (pada langkah kompresi) sehingga tekanan puncak juga terjadi saat piston belum mencapai TMA dan ini merupakan kerugian karena tekanan tersebut seharusnya digunakan untuk langkah kerja. Dengan demikian daya yang dihasilkan akan berkurang dan meningkatkan konsumsi bahan bakar spesifik.

4.4.5 Bahan Bakar Biodiesel Tersubstitusi

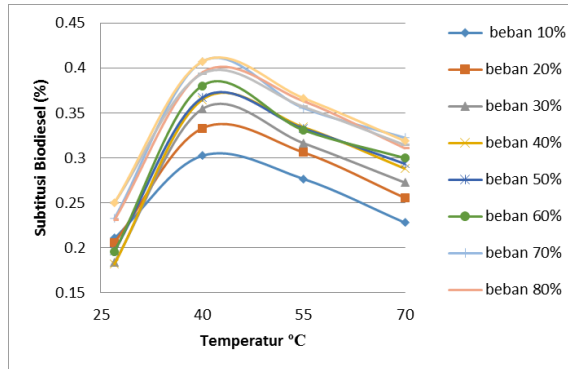
Gambar 4.10 dapat dilihat jumlah persentase minyak biodiesel yang digantikan oleh *syngas* setiap penambahan *syngas* dan beban listrik. Setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, maka besarnya jumlah persentase minyak biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran mesin konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase minyak biodiesel

yang digantikan akan semakin besar. Saat beban listrik semakin besar, jumlah minyak biodiesel semakin banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase penggantian semakin kecil.



Gambar 4.10 Grafik Substitusi Biodiesel fungsi Beban

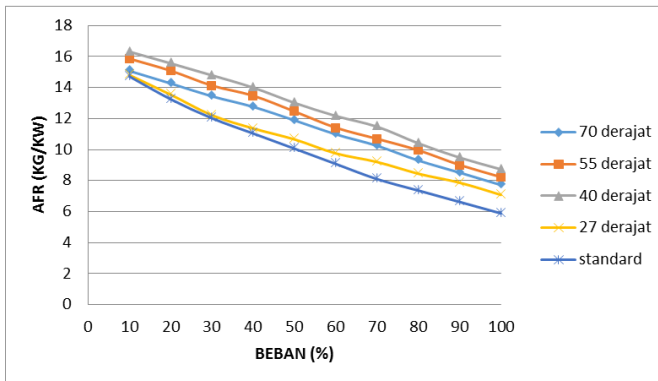
Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah *persentase* penggantian minyak biodiesel yang tertinggi terjadi pada setiap seluruh pembebanan yaitu pada *temperature* 40 °C. Hal ini disebabkan *syngas* menjalani perannya sebagai *secondary fuel* dengan baik, meskipun perannya tidak dapat menggantikan minyak solar 100 %. Minyak biodiesel dibutuhkan tidak hanya sebagai *primary fuel/pilot fuel* tetapi juga sebagai pelumas pada bagian pompa bahan bakar minyak.



Gambar 4.11 Grafik Substitusi Biodiesel fungsi Temperatur

Pada Gambar 4.11 dengan kenaikan temperatur biodiesel, nilai substitusi biodiesel mengalami kenaikan sebesar 40.69 % yang dicapai pada temperatur pemanasan 40 °C pada putaran konstan 2000 rpm dengan pembebanan 2000 watt (100%).

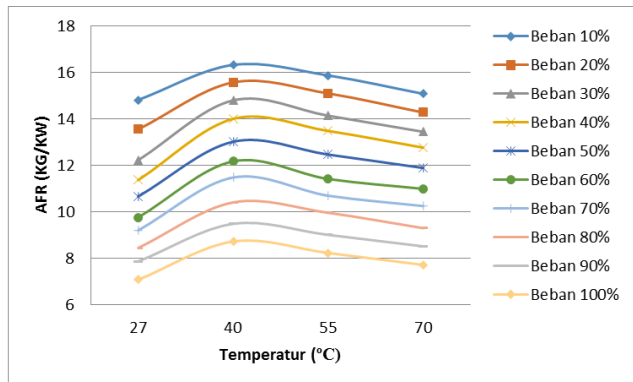
4.4.6. Analisa rasio udara-bahan bakar



Gambar 4.12 Grafik AFR fungsi Beban Listrik

Gambar 4.12 diatas terlihat pada pengujian di *single fuel* merupakan kondisi afr terendah, sedangkan pada *temperature* 40 °C merupakan kondisi afr tertinggi. Pada pembebanan yang

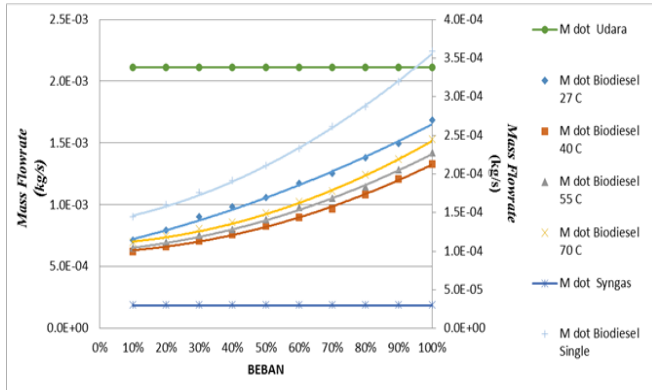
makin tinggi maka *AFR* akan menurun. Hal ini memperlihatkan bahwa jumlah bahan bakar meningkat dibandingkan peningkatan jumlah udara yang masuk. Sehingga menyebabkan campuran lebih kaya bahan bakar. Untuk kondisi *single* menurut Heywood [19]., idealnya *AFR* untuk mesin diesel berada dalam kisaran $18 \leq AFR \leq 80$. Hal ini berarti pengujian *single-fuel* sudah memenuhi syarat *AFR* mesin diesel standar. Pada setiap penambahan *mass flow rate syngas* menunjukkan trend grafik yang menurun, sehingga *afr* nilainya menurun. Pengantian biodiesel oleh *syngas* yang konstan pada setiap variasi tidak cukup untuk memenuhi asupan bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin diesel dengan kecepatan konstan dan beban bertambah.



Gambar 4.13 Grafik AFR fungsi Temperatur

Pada Gambar 4.13 menunjukkan bahwa titik tertinggi *afr* terdapat pada *temperature* 40 °C. Sedangkan titik terendah pada *temperature* 27 °C (tanpa pemanasan), Dengan kenaikan *temperature* biodiesel, nilai *afr* mengalami kenaikan sebesar 20% yang dicapai pada *temperature* pemanasan 40 °C pada putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan dengan *temperature* pemanasan biodiesel 27 °C (tanpa pemanasan) dengan putaran mesin yang sama. Dengan begitu penambahan pemanasan pada biodiesel akan berpengaruh pada tinggi rendahnya *afr*, dan

dengan bertambahnya beban maka afr yang dihasilkan akan menurun.



Gambar 4.14 Grafik Perbandingan *Mass Flowrate* fungsi Temperatur

Gambar 4.14 menunjukkan bahwa nilai *mass flowrate* biodiesel cenderung naik seiring pertambahan beban listrik. Hal tersebut dikarenakan karena untuk putaran mesin tetap konstan maka suplai bahan bakar biodiesel bertambah seiring bertambahnya beban, sehingga nilai *mass flowrate* ikut naik. Sedangkan dengan kenaikan *temperature* biodiesel maka nilai dari *mass flowrate* cenderung lebih rendah jika dibandingkan dengan biodiesel 27 derajat *celcius* (tanpa pemanasan). Dimana hasil *mass flowrate* terendah di capai pada temperature 40 derajat *celcius* pada putaran konstan 2000 rpm. Pada dasarnya dengan kenaikan *temperature* menyebabkan nilai viskositas dan densitas menurun sehingga saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar dapat membentuk butiran-butiran kabut bahan bakar yang lebih halus, dengan kondisi seperti ini maka proses pencampuran bahan bakar dengan udara akan lebih *homogen* sehingga bahan bakar akan lebih mudah terbakar dan menyebabkan persentase bahan bakar yang terbakar akan meningkat. Hal ini dapat dibuktikan dengan rumus sebagai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{biodiesel}}$$

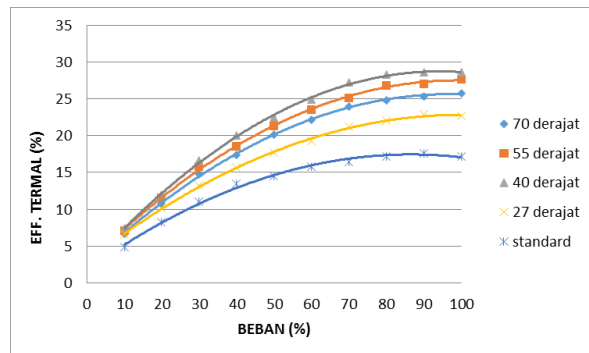
Sedangkan untuk AFR *dual fuel* sebagai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{biodiesel} + m_{syngas}}$$

Bertambahnya beban listrik menyebabkan AFR berkurang, hal ini disebabkan karena untuk mengatasi penambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang membesar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambahkan adalah biodiesel karena bahan bakar *syngas* dimasukkan secara konstan.

4.4.7. Efisiensi Termal (η_{th})

Efisiensi termal (η_{th}) adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif pada motor. Efisiensi termal mengindikasikan besarnya pengubahan energi kalor menjadi energi mekanik atau gerak.



Gambar 4.15 Grafik Efisiensi Termal fungsi Beban Listrik

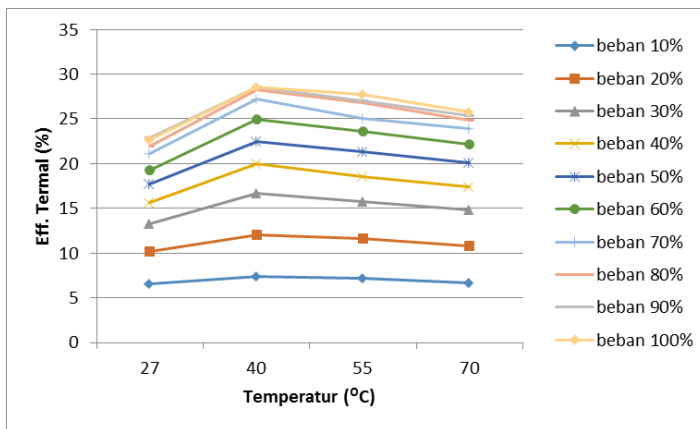
Gambar 4.15 menunjukkan terjadinya peningkatan efisiensi termal dengan bertambahnya beban. Pada beban rendah, efisiensi termal engine bernilai rendah, hal ini terjadi akibat campuran

udara bahan bakar yang miskin sehingga pembakaran yang terjadi kurang baik, sehingga pemanfaatan energi bahan bakar yang belum optimal. Seiring dengan naiknya pembebanan, pemanfaatan energi yang semakin baik, sehingga proses pembakaran semakin optimal yang berdampak pada efisiensi thermal pada *engine* yang naik.

Rumusan efisiensi thermal sebagai berikut :

efisiensi thermal

$$= \frac{N_e}{\left(m_{biodiesel} \times LHV_{biodiesel} + m_{syngas} \times LHV_{syngas} \right)} \times 100\%$$



Gambar 4.16 Grafik Efisiensi Thermal fungsi Temperatur

Gambar 4.16 menunjukkan bahwa dengan berubahnya temperatur bahan bakar biodiesel maka efisiensi thermal mesin diesel berubah. Demikian juga efisiensi thermal akan naik bila temperatur bahan bakar dinaikan namun pada grafik menunjukkan *temperature* 40 derajat celcius yang memiliki nilai efisiensi thermal tertinggi. Kenaikan ini disebabkan karena

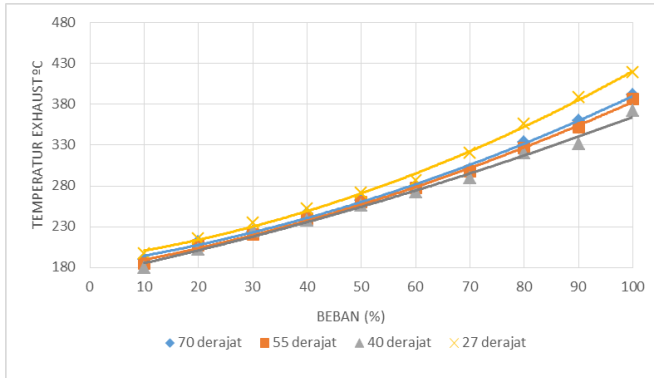
bertambahnya temperatur akan mengakibatkan viskositas bahan bakar menurun sehingga saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan membentuk butiran kabut yang lebih halus yang mengakibatkan pembakaran menjadi lebih sempurna. Pembakaran sempurna akan meningkatkan panas yang ditimbulkan di dalam ruang bakar. Peningkatan panas ini dapat memperbesar tekanan di dalam ruang bakar mesin. Dengan demikian efisiensi termal mesin diesel akan meningkat. Pada saat motor beroperasi pada beban rendah, maka daya poros yang dihasilkan juga masih kecil karena sebagian tenaga diberikan pada peralatan penunjang seperti pompa injeksi dan poros nok penggerak katup. Pada akhirnya konsumsi bahan bakar spesifik akan meningkatkan. Pada saat beban cukup tinggi maka daya yang dihasilkan pada poros semakin tinggi, sedangkan besarnya beban peralatan penunjang tetap konstan. Dengan demikian, konsumsi bahan bakar spesifik tidak terlalu berpengaruh.

Dengan kenaikan temperatur biodiesel, nilai efisiensi termis mengalami kenaikan sebesar 26,11 % yang dicapai pada temperatur pemanasan 40 °C dengan putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan dengan temperature pemanasan biodiesel 27 °C (tanpa pemanas) dengan pembeban dan putaran mesin yang sama. Sedangkan jika temperatur bahan bakar terus dinaikan (>40°C) maka bahan bakar akan lebih cepat mencapai kondisi penyalan sendiri, sehingga periode persiapan pembakaran akan semakin singkat. Apabila periode pembakaran terlalu singkat, maka periode pembakaran akan terjadi jauh sebelum piston mencapai TMA (pada langkah kompresi) sehingga tekanan puncak juga terjadi saat piston belum mencapai TMA. Akibatnya, daya mesin berkurang dan konsumsi bahan bakar meningkat. Peningkatan konsumsi bahan bakar akan menurunkan efisiensi termal mesin.

4.4.8 Analisa Temperatur Gas Buang.

Grafik di bawah merupakan grafik temperatur gas buang yang digunakan sebagai pendukung dalam menganalisa *performa* proses pembakaran yang dihasilkan. Temperatur gas buang diukur

dengan menggunakan *thermocouple* yang di letakkan ke dalam knalpot. Pada *engine* ini menggunakan media pendingin air.



Gambar 4.17 Grafik Temperatur Gas Buang fungsi Beban Listrik

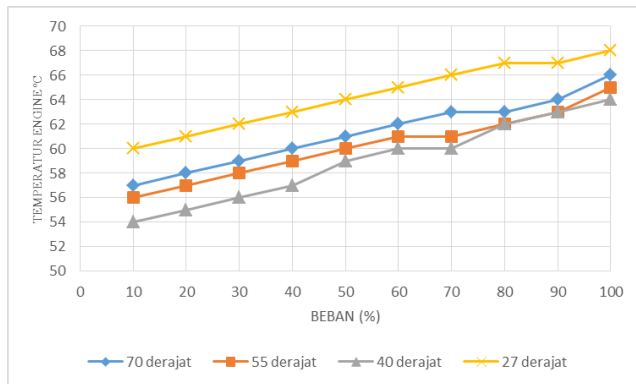
Gambar diatas menunjukkan seiring bertambahnya beban, temperatur gas buang cenderung naik. Kenaikan ini disebabkan dengan bertambahnya jumlah kebutuhan bahan bakar untuk meningkatkan daya yang bertujuan kompensasi dari kenaikan beban. Volume bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar semakin banyak sehingga pembakaran yang terjadi akan semakin besar, sehingga temperatur gas buang ikut meningkat.

Gambar 4.17 menunjukkan bahwa terjadi peningkatan temperatur *exhaust* pada variasi kenaikan . Hal itu disebabkan jumlah bahan bakar yang di semprotkan lebih besar tetapi tidak terbakar semua di ruang bakar, sehingga dimungkinkan terjadi pembakaran di luar ruang bakar. Analisa yang dipahami dari gambaran tersebut adalah bahwa penambahan energi *input* ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses

pembakaran dan keluar. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran di ruang bakar menjadi lebih besar, maka pelepasan kalor akan menjadi lebih besar, yang dimana hasil pembakaran tersebut akan keluar melalui katup *exhaust*.

4.4.9 Analisa Temperatur Mesin

Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil dengan temperatur mesin. Pengukuran temperatur mesin ini menggunakan *thermocouple* yang ditempelkan di dinding *cylinder block*.



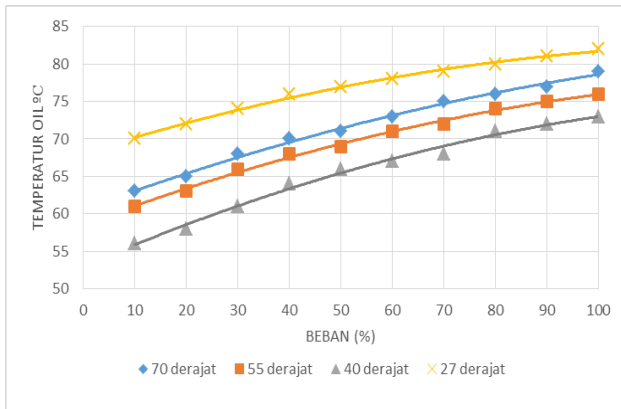
Gambar 4.18 Grafik Temperatur Mesin fungsi Beban Listrik

Gambar 4.18 menunjukkan grafik temperatur *engine* terhadap beban. Semua kondisi grafik pada gambar diatas memiliki *trend* yang sama, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur *engine* pun naik. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran

diruang bakar menjadi lebih besar , maka pelepasan kalor akan menjadi lebih besar ke dinding silinder.

4.4.10. Analisa Temperatur Oli.

Gambar 4.19 di bawah ini menunjukkan grafik temperatur oli fungsi beban, pada masing-masing variasi *temperature* biodiesel. Trend dari grafik di bawah, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang disuplai ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder lalu diserap oli juga semakin banyak, sehingga temperatur minyak pelumas naik.



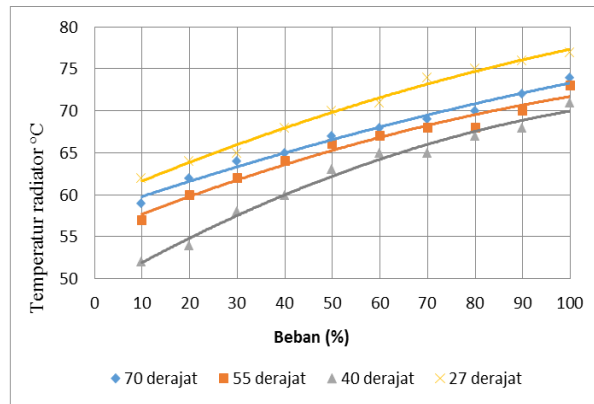
Gambar 4.19 Grafik Temperatur Oli fungsi Beban Listrik

Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur *engine* pun naik. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran diruang bakar menjadi lebih besar , maka pelepasan *kalor* akan menjadi lebih

besar ke dinding silinder lalu diserap oli juga semakin banyak yang mengakibatkan temperatur oli menjadi naik.

4.4.11. Analisa Temperatur Cairan Pendingin.

Gambar 4.20 menunjukkan grafik temperatur cairan pendingin terhadap beban. Semua kondisi grafik pada gambar diatas memiliki *trend* yang sama, yaitu terjadi kenaikan temperature seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang disuplai ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder yang diserap cairan pendingin juga semakin banyak, sehingga temperatur cairan pendingin naik.



Gambar 4.20 Grafik Temperatur Pendingin fungsi Beban Listrik

Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur *engine* pun naik. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai dari *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran di ruang bakar menjadi lebih besar, maka pelepasan kalor akan menjadi lebih

besar ke dinding silinder yang menyebabkan penyerapan panas ke cairan pendingin juga semakin banyak yang membuat temperatur cairan pendingin naik.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian dan pengujian yang dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

- a. Bahwa pada pembebanan maksimal system *dual fuel* biodiesel dan *syngas* dengan pemanasan pada temperatur 40 °C diperoleh nilai substitusi *syngas* terhadap biodiesel terbaik sebesar 40.69% .
- b. Adanya kenaikan nilai daya, torsi, dan bmep sebesar 0.77%, 0.80% dan 0.81% yang dicapai pada temperatur pemanasan biodiesel 70 °C dengan putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan dengan biodiesel temperatur 27 °C pada putaran mesin yang sama.
- c. *Air fuel ratio (AFR)* mengalami kenaikan sebesar 20% pada temperatur pemanasan 40 °C pada putaran konstan 2000 rpm jika dibandingkan dengan *Air fuel ratio (AFR)* pada biodiesel temperature 27 °C (tanpa pemanasan) dengan putaran mesin yang sama.
- d. Untuk *specific fuel consumption (sfc)* pada temperatur pemanasan biodiesel 40 °C pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan sebesar 15,60 % dari nilai *specific fuel consumption (sfc)* biodiesel pada temperatur 27 °C (tanpa pemanasan) pada sistem *dual fuel* dengan putaran mesin yang sama.
- e. Nilai efisiensi termal system *dual fuel* dengan pemanasan 40 °C mengalami kenaikan sebesar 26,1% dibandingkan system tanpa pemanasan biodiesel (temperatur 27 °C).
- f. Kondisi operasi sistem diesel *dual fuel* yang ditunjukkan oleh suhu operasional *engine* adalah :

- Suhu air pendingin 64 °C pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 71 °C pada saat pembebanan 2000 W,
- Suhu oli 69 °C pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 73 °C pada saat pembebanan 2000 W,
- Suhu gas buang 368 °C pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 372 °C pada saat pembebanan 2000 W,
- Suhu Mesin 57 °C pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 64 °C pada saat pembebanan 2000 W.

5.2. Saran

Adapun saran dari pengujian adalah sebagai berikut :

- a. Kestabilan kualitas dari *syngas* harus dijaga sehingga hasil yang didapatkan dapat maksimal.
- b. Dalam mendesain *heater* harus diperhitungkan lagi, sehingga tidak terlalu lama memanaskan bahan bakar biodiesel.
- c. Pengukuran massa alir udara sebaiknya menggunakan alat ukur yang lebih presisi lagi.
- d. Mekanisme pemasukan *syngas* harus diperhatikan karena pada keluaran pipa *syngas* yang keluar masih banyak mengandung tar yang dapat masuk keruang bakar maka dari itu penyaringan pada haluan pipa keluaran harus diperhatikan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Hambali, Erliza. 2007. Jarak pagar tanaman penghasil biodiesel. Cetakan keempat, Jakarta : Penerbit Swadaya.
2. **Knothe, Gerhard** 2004. *The biodiesel handbook*. AOCS Press. Illinois
3. Sudarmanta, Bambang. 2015. *Dual Fuel Engine Performance Using Biodiesel and Syn-Gas from Rice Husk Downdraft Gasification for Power Generation*. International Seminar Mechanical Engineering Department, Faculty of Technology Industry, Sepuluh Nopember Institut of Technology. Surabaya, Indonesia.
4. Suyitno, Techn. 2007. *Teknologi Gasifikasi Biomasa untuk Penyediaan Listrik dan Panas Skala Kecil Menengah*. Dalam Kumpulan Potret Hasil Karya IPTEK. UNS Press. Surakarta.
5. Adrieq, Akbar. 2015. **Studi Eksperimental Pengaruh Air Fuel Ratio Proses Gasifikasi Briket Municipa Solid Waste Terhadap Unjuk Kerja Gasifier Tipe Downdraft**. Tugas Akhir. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
6. Rizkal, achmad. 2015 *Karakterisasi Unjuk Kerja Diesel Engine Generator Set Sistem Dual Fuel Solar-Syngas Hasil Gasifikasi Briket Municipal Solid Waste (MSW) Secara Langsung*. Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
7. Murni. 2012. **Pengaruh Temperatur Solar Terhadap Performa Mesin Diesel Direct Injection Putaran Konstan**. Semarang : D3 Tenik Sipil-UNDIP.
8. Kawano, Sungkono, D. 2014. **Motor Bakar Torak (Diesel)**. Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS. Surabaya.

9. Nasution, A.S. 2010. ***Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan***. Pusat penelitian dan pengembangan teknologi minyak dan gas bumi, Jakarta.
10. Mathur, M.L., & Sharma, R.P. 1980. A Course in internal combustion Engine 3rd edition. Dhanpat Rai & Sons. Nai Sarak, Delhi.
11. Higman, Christopher dan Van Der Burgt, Maarten, 2003, "Gasification". USA: Elsevier Science
12. N.Tippawong, A., Promwungkwa, P., Rerkkriangkrai. 2006. ***Long-term Operation of A Small Biogas/Diesel DualFuel Engine for On-Farm Electricity Generation***, Chiang Mai University, Thailand.
13. Slawomir Luft.2008. ***Attempt To Compare Basic Combustion Parameters of A Dual-Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes***, Wydawnictwo politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
14. Chen, Hao., Guo, Qi., & Zhao, Xu-yi. ***Influence Of Fuel Temperature On Combustion And Emission Of Biodiesel***. China: Chang'an University.
15. Robert W. Fox, Alan T. McDonald, Philip J. Pritchard. 2010. ***Introduction to Fluid Mechanics 7th edition***. John Wiley & Sons. Denver.

LAMPIRAN A

DATA PERCOBAAN UNJUK KERJA *DIESEL ENGINE STASIONER*

1. Percobaan *Diesel Engine Stasioner* Dengan *Single-Fuel*

P (watt)	V (voltage)	I (ampere)	Waktu (s)	Temperatur			n (Putaran)	Ne	Mt	bmep	m dot bio	Sfc	AFR	effisiensi thermal
				Gas Buang	Oli	Pendingin								
200	220	1	60	198	70	64	2000	0.257	1.229	416.842	0.000143	2.005	14.721	4.833
400	220	1.9	54	210	72	65	2000	0.489	2.335	792.000	0.000159	1.173	13.249	8.265
600	220	2.8	49	216	74	66	2000	0.720	3.442	1167.158	0.000176	0.877	12.022	11.052
800	220	3.7	45	233	76	66	2000	0.952	4.548	1542.316	0.000191	0.723	11.041	13.412
1000	220	4.4	41	248	77	66	2000	1.132	5.408	1834.105	0.000210	0.667	10.059	14.531
1200	220	5.3	37	267	79	70	2000	1.364	6.515	2209.263	0.000232	0.614	9.078	15.796
1400	220	6.2	33	292	81	71	2000	1.595	7.621	2584.421	0.000261	0.588	8.097	16.481
1600	220	7.1	30	315	82	73	2000	1.827	8.727	2959.579	0.000287	0.565	7.360	17.157
1800	220	8.1	27	339	83	74	2000	2.084	9.956	3376.421	0.000319	0.550	6.624	17.616
2000	220	8.9	24	368	84	77	2000	2.290	10.940	3709.895	0.000358	0.563	5.888	17.206
								1.271	6.072		0.000234	0.832	9.814	13.635

2. Percobaan *Diesel Engine Stasioner* Dengan *dual-Fuel* pada suhu 27 derajat celcius

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan (V)	waktu konsumsi (sekon)	m syngas kg/s	m bio diesel kg/s	daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	dual sfc bio	sfc dual
10%	200	1.1	220	76	2.933E-05	0.00011	0.283	1.352	458.526	2.005	1.439	1.812
20%	400	1.9	220	68	2.933E-05	0.00013	0.489	2.335	792.000	1.173	0.931	1.147
30%	600	2.8	220	60	2.933E-05	0.00014	0.720	3.442	1167.158	0.877	0.716	0.863
40%	800	3.6	220	55	2.933E-05	0.00016	0.926	4.425	1500.632	0.723	0.608	0.722
50%	1000	4.4	220	51	2.933E-05	0.00017	1.132	5.408	1834.105	0.667	0.536	0.629
60%	1200	5.3	220	46	2.933E-05	0.00019	1.364	6.515	2209.263	0.614	0.494	0.571
70%	1400	6.2	220	43	2.933E-05	0.00020	1.595	7.621	2584.421	0.588	0.451	0.518
80%	1600	7.1	220	39	2.933E-05	0.00022	1.827	8.727	2959.579	0.565	0.435	0.492
90%	1800	8	220	36	2.933E-05	0.00024	2.058	9.834	3334.737	0.550	0.418	0.469
100%	2000	8.9	220	32	2.933E-05	0.00027	2.290	10.940	3709.895	0.557	0.422	0.469

AFR	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	M dot biodiesel sin	ubtitusi (%)
14.808	6.552	60	197	70	62	0.0001433	21.0526
13.543	10.155	61	215	72	64	0.0001593	20.5882
12.220	13.242	62	235	74	65	0.0001755	18.3333
11.363	15.634	63	252	76	68	0.0001911	18.1818
10.659	17.744	64	271	77	70	0.0002098	19.6078
9.755	19.313	65	287	78	71	0.0002324	19.5652
9.201	21.142	66	320	79	74	0.0002606	23.2558
8.445	21.991	67	356	80	75	0.0002867	23.0769
7.867	22.897	67	389	81	76	0.0003185	25
7.079	22.675	68	419	82	77	0.0003583	25

3. Percobaan *Diesel Engine Stasioner* Dengan *dual-Fuel* pada suhu 40 derajat celcius

pembebanan	beban (Watt)	arus (A)	tegangan (V)	waktu konsumsi (sekon)	m syngas kg/s	m bio diesel kg/s	Daya	Torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual
10%	200	1.1	220	85	2.93333E-05	0.000100	0.283	1.352	458.526	2.005	1.272	1.645
20%	400	1.9	220	80	2.93333E-05	0.000106	0.489	2.335	792.000	1.173	0.782	0.998
30%	600	2.8	220	75	2.93333E-05	0.000113	0.720	3.442	1167.158	0.877	0.566	0.713
40%	800	3.6	220	70	2.93333E-05	0.000121	0.926	4.425	1500.632	0.723	0.472	0.586
50%	1000	4.4	220	64	2.93333E-05	0.000133	1.132	5.408	1834.105	0.667	0.422	0.516
60%	1200	5.3	220	59	2.93333E-05	0.000144	1.364	6.515	2209.263	0.614	0.380	0.458
70%	1400	6.2	220	55	2.93333E-05	0.000155	1.595	7.621	2584.421	0.588	0.349	0.415
80%	1600	7.2	220	49	2.93333E-05	0.000173	1.853	8.850	3001.263	0.565	0.337	0.394
90%	1800	8.1	220	44	2.93333E-05	0.000193	2.084	9.956	3376.421	0.550	0.334	0.384
100%	2000	8.9	220	40	2.93333E-05	0.000213	2.290	10.940	3709.895	0.557	0.334	0.380

AFR	eff thermal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	m dot biodiesel singl	ubtitusi (%)
16.314	7.388	54	180	56	52	0.0001433	30.2326
15.562	12.032	55	202	58	54	0.0001593	33.2849
14.790	16.653	56	224	61	58	0.0001755	35.4264
13.996	20.019	57	238	64	60	0.0001911	36.4618
13.013	22.419	59	256	66	63	0.0002098	36.6824
12.168	24.940	60	272	67	65	0.0002324	38.0173
11.475	27.236	60	290	68	65	0.0002606	40.6977
10.404	28.240	62	320	71	67	0.0002867	39.4874
9.483	28.580	63	332	72	68	0.0003185	39.3499
8.725	28.590	64	372	73	71	0.0003583	40.6977

4. Percobaan *Diesel Engine Stasioner Dengan dual-Fuel* pada suhu 55 derajat celcius

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan (V)	waktu konsumsi (sekon)	msyngas kg/s	m bio diesel kg/s	daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual
10%	200	1.1	220	81	2.93333E-05	0.000104	0.283	1.352	458.526	2.005	1.319	1.692
20%	400	1.9	220	76	2.93333E-05	0.000111	0.489	2.335	792.000	1.173	0.814	1.030
30%	600	2.8	220	70	2.93333E-05	0.000120	0.720	3.442	1167.158	0.877	0.600	0.746
40%	800	3.5	220	66	2.93333E-05	0.000127	0.901	4.302	1458.947	0.723	0.509	0.626
50%	1000	4.4	220	60	2.93333E-05	0.000140	1.132	5.408	1834.105	0.667	0.445	0.538
60%	1200	5.4	220	54	2.93333E-05	0.000156	1.389	6.638	2250.947	0.614	0.403	0.479
70%	1400	6.2	220	50	2.93333E-05	0.000168	1.595	7.621	2584.421	0.588	0.379	0.445
80%	1600	7.2	220	46	2.93333E-05	0.000183	1.853	8.850	3001.263	0.565	0.355	0.412
90%	1800	8.1	220	41	2.93333E-05	0.000205	2.084	9.956	3376.421	0.550	0.354	0.405
100%	2000	9.2	220	37	2.93333E-05	0.000227	2.367	11.309	3834.947	0.557	0.345	0.390

AFR	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	M dot biodiesel sing	substitusi (%)
15.860	7.132	56	185	61	57	0.0001433	27.6486
15.087	11.579	57	207	63	60	0.0001593	30.5998
14.129	15.751	58	220	66	62	0.0001755	31.6279
13.473	18.591	59	240	68	64	0.0001911	33.4038
12.461	21.293	60	260	69	66	0.0002098	33.2558
11.412	23.571	61	277	71	67	0.0002324	33.0749
10.693	25.095	61	298	72	68	0.0002606	35.5349
9.956	26.851	62	326	74	68	0.0002867	36.2993
9.009	26.973	63	352	75	70	0.0003185	35.6778
8.231	27.688	65	387	76	73	0.0003583	36.6436

5. Percobaan *Diesel Engine Stasioner Dengan dual-Fuel* pada suhu 70 derajat celcius

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan V	waktu konsumsi	msyngas	m bio diesel	daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual
				biodiesel								
10%	200	1.1	220	75	2.93E-05	0.000111	0.28304	1.352	458.526	2.005	1.408	1.781
20%	400	1.9	220	70	2.93E-05	0.000119	0.48889	2.335	792.000	1.173	0.873	1.089
30%	600	2.8	220	65	2.93E-05	0.000128	0.72047	3.442	1167.158	0.877	0.638	0.785
40%	800	3.5	220	61	2.93E-05	0.000136	0.90058	4.302	1458.947	0.723	0.544	0.661
50%	1000	4.4	220	56	2.93E-05	0.000148	1.13216	5.408	1834.105	0.667	0.471	0.565
60%	1200	5.3	220	51	2.93E-05	0.000163	1.36374	6.515	2209.263	0.614	0.430	0.507
70%	1400	6.2	220	47	2.93E-05	0.000177	1.59532	7.621	2584.421	0.588	0.399	0.465
80%	1600	7.2	220	42	2.93E-05	0.000198	1.85263	8.850	3001.263	0.565	0.384	0.441
90%	1800	8.1	220	38	2.93E-05	0.000218	2.08421	9.956	3376.421	0.550	0.377	0.428
100%	2000	9.2	220	34	2.93E-05	0.000244	2.36725	11.309	3834.947	0.557	0.371	0.416

AFR	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	M dot biodiesel single	ubtitusi (%)
15.071	6.695	57	190	63	59	0.0001433	22.7907
14.266	10.814	58	211	65	62	0.0001593	25.5482
13.437	14.825	59	223	68	64	0.0001755	27.2451
12.757	17.417	60	246	70	65	0.0001911	28.8029
11.884	20.138	61	262	71	67	0.0002098	29.3397
10.985	22.132	62	278	73	68	0.0002324	29.9818
10.246	23.895	63	300	75	69	0.0002606	32.2365
9.297	24.843	63	334	76	70	0.0002867	31.0631
8.516	25.325	64	360	77	72	0.0003185	31.4259
7.716	25.775	66	392	79	74	0.0003583	31.8741

MY BIOGRAPHY



Siti Nur Choiroh Shimmamah was born in Kutai, Central Java Province at March 07th, 1992. She went to senior high school at SMA Wachid Hasyim Parengan Lamongan in 2010, she took Science major in his school. And then she continued his study at [Diploma 3 programe, Departement of Mechanical Engineering, \(D3 Teknik Mesin\) at Sepuluh Nopember institue of Technology](#) in Surabaya and finished September 2014. When she studied in

Diploma, she intersted to Energy Conversion major. Because the science of energy conversion will be much needed in the world of work later. She learned about pump, compressor, heat transfer, fluid mechanic, and simulation used to Ansys, Solidword, and Autocad Programs. So that's why she had much about Energy Conversion.

In september 2014, she studied to continue his education in [Departement of Mechanical Engineering, Faculty of Industrial Technology – Sepuluh Nopember institue of Technology](#) Surabaya. In this departement , she took a concentration in Energy Conversion. He learned about biodiesel and gasification. And She took last project about characterization of dual fuel diesel engine with a fuel heater. If you want to have a contact and have discussion please send your email to choiroh@gmail.com.